This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

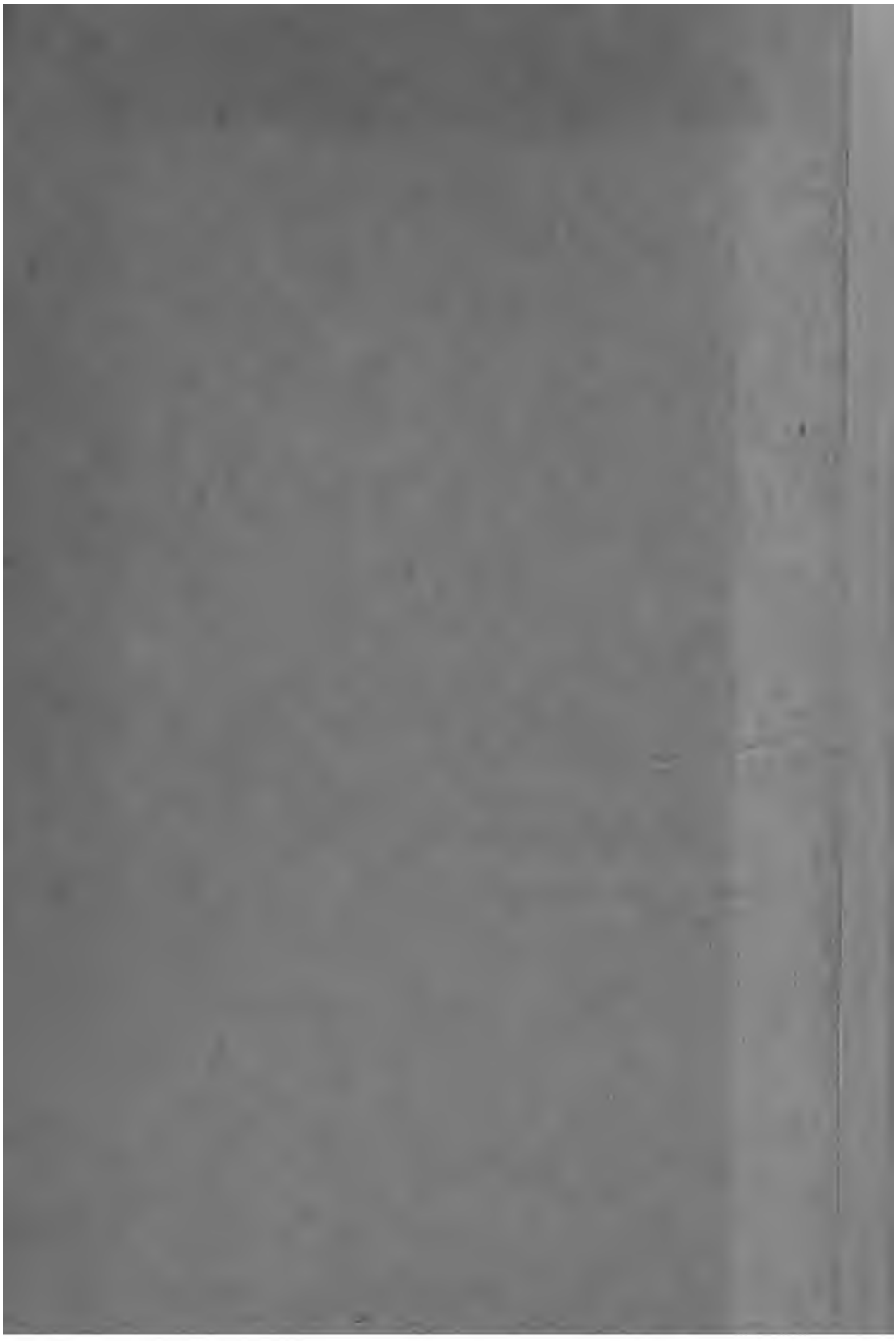
+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

NYPL RESEARCH LIBRARIES
3 3433 06909821 2



Rentenbacher

Theorie und Bau

der

Turbinen und Ventilatoren

von

F. Redtenbacher,

Professor des Maschinenbaues an der polytechnischen Schule in Carlsruhe

Mit 6 kleinen und 11 grossen lithographirten Tafeln.

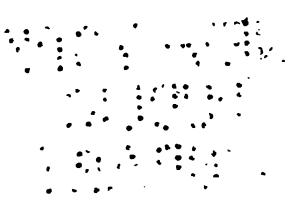
ASTOR LIBRARY
NEW-YORK

Mannheim.

Verlag von Friedrich Bassermann.

1844.

Druck von Malsch und Vogel in Karlsruhe.



Vorwort.

Obgleich in der neueren Zeit durch viele werthvolle Arbeiten, und insbesondere durch jene von *Navier, Poncelet, Coriolis*, *Morin* etc. die wissenschaftliche Mechanik dem praktischen Maschinenbau näher gerückt worden ist, so besteht denn doch noch immer zwischen der Theorie und der Praxis eine weite Kluft, die zunächst ausgefüllt werden muss, bevor ein tieferes und allgemeineres Einwirken der Schule auf das praktische Leben möglich werden kann.

Würdigt man jene Arbeiten aus dem praktischen Standpunkte, so kann man sie nur als einen wissenschaftlichen Rohstoff ansehen, der erst noch ganz und gar umgearbeitet und ergänzt werden muss, um in ein praktisch brauchbares Material verwandelt zu werden. Wer es nur einmal versucht hat, mit Hülfe der Regeln, welche die angeführten Werke enthalten, eine Maschine zu entwerfen und die Dimensionen der einzelnen Theile zu berechnen, wird sich überzeugt haben; dass man entweder gar nicht oder nur mit sehr grosser Mühe und Zeitaufwand zu einem befriedigenden Resultat kommt. Wenn aber selbst wissenschaftlich Gebildete mit diesem Materiale entweder gar nicht oder nur schwerfällig vorwärts kommen, kann man doch wahrlich nicht fordern, dass die Schüler, wenn sie in's praktische Leben übertreten, oder dass die Praktiker davon einen nützlichen Gebrauch zu machen verstehen werden. Daher kommt es denn, dass die ersteren von dem in der Schule Erlernten keine speziellen Anwendungen zu

machen im Stande sind, und die Theorie als etwas praktisch Unbrauchbares ganz verlassen; dass ferner die letzteren von den wissenschaftlichen Regeln über die Maschinen wenig oder gar keine Notiz nehmen, sondern sich mit ihrem praktischen Gefühle behelfen.

Den Bau der Maschine (soweit derselbe der Natur der Sache nach auf wissenschaftlichen Prinzipien beruhen kann, und nicht Handwerks- oder Kunstfach ist) auf möglichst einfache, leicht anwendbare Regeln zurückzuführen, den Beweis von der Richtigkeit dieser Regeln durch Zeichnungen von Maschinen, die nach diesen Regeln entworfen sind, dem praktischen Publikum vor Augen zu legen, und den technischen Schulen ein Lehrmittel zu liefern, welches im Stande ist, den Uebergang aus der Theorie in die Praxis zu erleichtern: Diess ist eine Aufgabe, mit welcher ich mich schon seit zehn Jahren unausgesetzt beschäftiget habe.

Ich habe es mir schon beim Beginn dieser Arbeit zum Grundsatz gemacht, nicht eher mit irgend einer Einzelnheit hervorzutreten, bevor nicht das Ganze durchgearbeitet und auf das sorgfältigste praktisch geprüft seyn würde. Der wichtigste Theil dieser Aufgabe war: für die Construktion der aktiven und passiven Maschinenbestandtheile Regeln aufzustellen, nach welchen entweder ganz ohne alle Rechnung oder höchstens mit einfachen Multiplikationen oder Divisionen, die Dimensionen derselben bestimmt werden können.

Nun glaube ich endlich mit meinen Arbeiten allmählig hervortreten zu dürfen, was in einer Reihe von Monographien über einzelne Parthien des Maschinenbaues geschehen soll. Jede einzelne Abhandlung wird einen theoretischen und einen praktischen Theil enthalten. In dem ersteren werde ich den wissenschaftlichen Anforderungen, in dem letzteren den Wünschen und Bedürfnissen des praktischen Publikums möglichst zu entsprechen suchen. Jede Abhandlung wird mit Originalzeichnungen von Ma-

schinen versehen, welche das Resultat der Regeln vor Augen zu legen bestimmt sind.

In Bezug auf die Zeichnungen muss ich erklären, dass ich ohne die Mitwirkung des an der polytechnischen Schule in Karlsruhe bei dem Maschinenfach angestellten Zeichners, Herrn *Trük*, welcher durch zwölf Jahre in der gleichen Eigenschaft in einem bedeutenden Construktions-Attelier angestellt war, nicht im Stande wäre, mein Vorhaben auszuführen, da die Herstellung der vielen Originalzeichnungen zu viel Zeit und Arbeit erfordert.

Ich beginne meine Arbeit mit denjenigen Gegenständen, welche in diesem Augenblicke ein besonderes Interesse haben, nämlich mit der Theorie und dem Bau der Turbinen und mit den damit verwandten Ventilatoren.

Ueber die Turbinen nach der von *Fourneyron* erfundenen sinnreichen Anordnung sind bis jetzt schon mehrere Theorien aufgestellt worden, die aber alle von mehr oder weniger speziellen Voraussetzungen ausgehen, daher nicht zu den allgemeinsten Eigenschaften der Bewegung dieser Maschine führen, und auch nicht auf alle Construktionen von Turbinen anwendbar sind.

Diese Theorien bestimmen ferner die wesentlichsten Dimensionen der Maschinen entweder gar nicht oder auf eine fehlerhafte Weise, sie sind also für die praktische Ausführung von sehr geringem Werth.

Den ersten theoretischen Versuch einer Theorie der Turbine enthält bekanntlich eine Abhandlung von *Fourneyron*, welche im Jahrgange 1834 des Bulletin de la societé d'encouragement etc. erschienen ist.

Fourneyron war der Meinung, auf die von ihm erfundene sinnreiche Anordnung der Turbine jene Theorie anwenden zu dürfen, welche *Navier* für Räder mit krummlinigten Schaufeln aufgestellt hatte. Allein bei den Rädern, auf welche sich diese Theorie bezieht, strömt das Wasser mit der der Druckhöhe entsprechenden Geschwindigkeit gegen das Rad hin, und unter dieser Voraussetzung

ist die Theorie entwickelt. Bei der von *Fourneyron* construirten Turbine dagegen tritt das Wasser aus den Leitkurven mit einer Geschwindigkeit, die nicht nur von der Druckhöhe, sondern auch von der Einrichtung, dem Bewegungszustande und von der Höhe der Schützenöffnung des Rades abhängt. Die erwähnte Theorie kann also gar nicht auf die Turbine von *Fourneyron* angewendet werden.

Fourneyron hat ferner versucht, für die wesentlichsten Abmessungen der Turbine Regeln aufzustellen; diese stehen aber grösstentheils mit der Natur des Gegenstandes in keinem Zusammenhange, führen meistens auf ganz unbrauchbare Verhältnisse, und sind von *Fourneyron* selbst, wenigstens in der neueren Zeit, nie mehr angewendet worden.

Die Theorie der Turbine von Professor *Weissbach* geht von den gleichen Voraussetzungen aus, auf welchen der vorhergehende beruht.

Die Theorie, welche *Poncelet* in dem Compte rendu à l'academie 1838 Nr, 5, 3. Juillet, bekannt gemacht hat, geht viel tiefer als die beiden vorhergehenden in die Natur des Gegenstandes ein. *Poncelet* macht nicht mehr die fehlerhafte Voraussetzung, dass das Wasser aus den Leitkurven mit jener Geschwindigkeit austrete, welche der Druckhöhe entspricht, sondern er nimmt darauf Rücksicht, dass in der kreisförmigen Spalte am inneren Umfang des Rades ein Druck herrsche, der nach Umständen veränderlich ist.

Diese Theorie beruht gewiss auf richtigen Grundsätzen, aber gleichwohl sind die Folgerungen, welche *Poncelet* daraus ableitet, theils unvollständig, theils unrichtig, und überdies ist die Theorie nur auf eine specielle Klasse von Turbinen anwendbar.

Poncelet nimmt nämlich an, dass die Radkurven den inneren Umfang des Rades senkrecht durchschneiden, was durchaus nicht nothwendig ist, wie die Turbine von *Cadiat* beweiset.

Für die Bedingungen des vortheilhaftesten Effektes findet *Poncelet*, dass jede Leitkurve den inneren Umfang des Rades tangiren und dass die Geschwindigkeit am inneren Umfang des Rades $\sqrt{gH}$ betragen müsse. Die Unrichtigkeit dieser ersteren Bedingung beweiset schon die Erfahrung, dass bei den besten Turbinen, die *Fourneyron* ausgeführt hat, die Leitkurven den inneren Umfang des Rades unter einem Winkel von 30 bis 35° schneiden.

Das Ungenügende jener beiden Bedingungen für den vortheilhaftesten Effekt wird sowohl durch die Erfahrung als auch durch die folgende Theorie bewiesen.

Aus beiden stellt es sich heraus, dass für den vortheilhaftesten Effekt gewisse Verhältnisse zwischen den Querschnitten der Leitkurven und Radkurven-Kanälen nothwendig sind. *Fourneyron* hat diese Verhältnisse nach vielfältigen Versuchen empirisch ausgemittelt, und sie stimmen bei den in letzterer Zeit von ihm erbauten Turbinen sehr genau mit den Rechnungsresultaten überein.

Die Theorie, welche im Folgenden entwickelt wird, ist auf alle Arten von Turbinen anwendbar, weil bei derselben keine speziellen Voraussetzungen gemacht werden, weder über die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Zuleitungsapparat austritt, noch über die Winkel, unter welchen die Leitkurven und Radkurven dem inneren Umfang des Rades begegnen. Sie wird, wie es auch bei der Theorie von *Poncelet* der Fall ist, vermittelst der allgemeinen Grundsätze der Mechanik unter der Voraussetzung entwickelt, dass das Wasser als eine schwere und träge Masse von unveränderlichem Volumen angesehen werden dürfe, deren Theilchen vollkommen leicht verschiebbar sind, aber continuirlich zusammenhängen.

In dieser gedachten Flüssigkeit besteht also zwischen den Wassertheilchen unter sich und zwischen dem Wasser und den Gefässwänden kein physischer durch Molekularkräfte bedingter Zusammenhang, sondern nur ein räumliches Nebeneinanderseyn. Diese Theorie kann daher nun alle

diejenigen Erscheinungen mit der Wirklichkeit übereinstimmend darstellen, welche durch die beiden Flüssigkeiten, nämlich der gedachten und der wirklichen, gemeinschaftlich zukommenden Eigenschaften begründet sind; sie wird daher die Erscheinungen, welche durch die Thätigkeit der Molekularkräfte bedingt werden, nicht enthalten. Da aber diese letzteren in den meisten Fällen nur geringe Wirkungen hervorbringen, so kann man von vorne herein erwarten, dass zwischen den theoretischen Resultaten und den Erfahrungen keine bedeutenden Differenzen statt finden können.

Die allgemeinen Folgerungen, welche sich aus unserer Theorie ergebeu, sind auch in der That mit der Erfahrung ganz in Uereinstimmung. Die numerischen Resultate stimmen zwar nicht immer genau mit den durch Messungen erhaltenen überein, das Verhältniss bleibt aber fast immer sehr nahe constant. Widersprüche zeigen sich nur dann, wenn in der Wirklichkeit das durch die Maschine fliessende Wasser aufhört, eine continuirlich zusammenhängende Masse zu bilden, sondern in einzelne Strahlen und Tropfen aufgelöst wird; was z. B. der Fall ist, wenn nur sehr wenig Wasser in das Rad geleitet wird, so, dass die Radkanäle nur theilweise gefüllt werden.

Den Einfluss der Reibung des Wassers an den Wänden der Zuleitung und die Störungen, welche in der Bewegung des Wassers bis zu dessen Austritt aus dem Zuleitungs-Apparat entstehen können, habe ich in der Theorie nicht berücksichtigt, um möglichst einfache Resultate zu erhalten, die nur über das Wesen der Turbine selbst Aufschluss geben. Wer mit der Hydraulik vertraut ist, kann die Gefällsverluste, die aus jenen Reibungen und Störungen entstehen leicht berechnen. Von einem praktischen Werth sind diese Rechnungen nicht. Die Reibung des Wassers ist in der Wirklichkeit bei Maschinen, die längere Zeit im Gang waren, bedeutend grösser, als die Rechnung nach den bekannten Formeln angibt. Die Störungen, welche durch

plötzliche Geschwindigkeitsänderungen entstehen, lassen sich ebenfalls nicht zuverlässig bestimmen, und sind immer viel kleiner, als diejenigen, welche aus der unregelmässigen wirbelnden Bewegung des Wassers entspringen, welche letztere gar nicht bestimmbar sind.

In praktischer Hinsicht ist es vorzugsweise von Wichtigkeit, die Bedingungen zu kennen, welche erfüllt werden müssen, um mit einer Turbine irgend eine Wasserkraft möglichst vortheilhaft nutzbringend zu machen, denn aus diesen Bedingungen müssen die Regeln zur Bestimmung der Abmessungeu der Maschine hergeleitet werden. Unsere Theorie gibt zu diesem Zwecke drei Bedingungsgleichungen. Eine derselben bestimmt die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades, die beiden andern bestimmen gewisse Verhältnisse zwischen den Querschnitten der Leitkurven und Radkurvenkanäle. Die Richtigkeit dieser Bedingungen wird durch die von *Fourneyron* erbauten Turbinen bestätiget. Es, ist aber leicht einzusehen, dass für den vortheilhaftesten Effekt ausser diesen Hauptbedingungen noch andere Nebenbedingungen zu erfüllen sind, die aus unserer Theorie nicht hervorgehen können, weil sie in dem Spiel der Molekularkräfte begründet sind. Aus unserer Theorie konnte daher nicht unmittelbar ein vollständiges System von Regeln für die Bestimmung aller Abmessungen der Maschine hergeleitet werden. Um den praktischen Anforderungen zu entsprechen, blieb daher nichts anderes übrig, als vermittelst eines sorgfältigen Studiums über bestehende Turbinen, die ein gutes Resultat gegeben haben, auf empirischem Wege Regeln zur Bestimmung der minder wichtigen Dimensionen der Maschine abzuleiten.

Berücksichtigt man nur allein die Hauptbedingungen, welche nach unserer Theorie für den vortheilhaftesten Effekt erfüllt werden müssen, so ergeben sich unendlich viele Anordnungen, bei welchen der Nutzeffekt dem absoluten Effekt gleich kommt.

Alle diese Anordnungen lassen sich nach der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Zuleitungs-Apparat austritt, in drei Classen eintheilen. Diese Geschwindigkeit ist bei der Turbine der ersten Classe kleiner, bei jener der zweiten Classe gleich, bei jener der dritten Classe grösser als die Geschwindigkeit, welche der Druckhöhe entspricht. Die Turbine von *Fourneyron* gehört in die erste Classe; die Turbinen ohne Leitschaufeln gehören gar nicht zu diesen theoretisch-vollkommenen Maschinen.

Berücksichtiget man aber bei der Beurtheilung des Werthes der einzelnen Constructionen auch die früher erwähnten Nebenbedingungen, so findet man, dass die Turbinen der zweiten und dritten Classe keinen praktischen Werth haben, und dass selbst die der ersten Classe nicht immer ein günstiges Resultat versprechen, sondern nur dann, wenn man sich von der Anordnung nicht zu weit entfernt, welche *Fourneyron* bei seinen neueren Maschinen gewählt hat.

Diese wenigen allgemeinen Andeutungen über die Resultate der Theorie werden genügen, um vorläufig über ihren wissenschaftlichen und praktischen Werth einen ungefähren Begriff zu geben.

Der praktische Theil der Abhandlung enthält eine Anleitung zur Berechnung und Verzeichnung von Turbinen überhaupt, ferner Beschreibungen und Berechnungen über die im Atlas dargestellten fünf Turbinen.

Die Regeln zur Berechnung und Verzeichnung der Räder, welche die Anleitung enthält, werden zwar manche Empiriker nicht so einfach finden, als sie es wünschen möchten. Denjenigen, welche mit derlei Rechnungen nicht vertraut sind, ist das Verfahren zu empfehlen, welches am Schlusse der praktischen Anleitung angegeben ist. Alles was hinsichtlich der praktischen Ausführung zu bemerken von Wichtigkeit war, namentlich was sich auf die Aufstellung der Maschine, Einrichtung des Schützenzuges und Construction des Zapfens bezieht, kommt im Verlauf der

Beschreibung der fünf Turbinen vor, welche der Atlas enthält.

Regeln zur Bestimmung der Querschnitts-Dimensionen der verschiedenen Maschinentheile sind nicht angegeben, weil dieser Gegenstand in einer besonderen Monographie behandelt werden wird. Hoffentlich werden Sachverständige in allen Theilen gute Verhältnisse erkennen.

Als Wasserhebungsmaschine ist zwar die Turbine nur in äusserst seltenen Fällen anwendbar; ich habe aber doch die Theorie dieser Maschine entwickelt, weil es nur der Aenderung weniger Zeichen bedurfte, um die Gesetze zu erkennen, nach welchen eine solche Turbine erbaut werden müsste, um ein gutes Resultat geben zu können.

Während des Druckes der vorliegenden Abhandlung kam eine neue Anordnung von Turbinen mit zwei übereinander liegenden Rädern in Anwendung, deren Erfinder *Jonval* heisst. Da der Druck des Werkes sehr langsam fortschritt, so fand ich noch Zeit, die Theorie dieser neuen Anordnung zu entwickeln, und Gelegenheit, mit einer von dem Erfinder erbauten Maschine Versuche anzustellen.

Den Schluss der Abhandlung bilden die in ihrer Theorie und Bauart den Turbinen verwandten Ventilatoren mit gekrümmten Schaufeln, welche bekanntlich zuerst *Combe* theoretisch, aber nicht vollständig behandelt hat.

Inhalt.

Seite

Vorwort III

Theorie der Turbinen.

Beschreibung der drei Hauptarten von Turbinen 1
Wirkung des Wassers auf das Turbinenrad 5
Voraussetzungen, welche bei der Theorie gemacht werden, und Bezeichnung der Grössen, welche in der Rechnung vorkommen 10
Austritt des Wassers aus den Leitkurven 14
Eintritt des Wassers in das Rad 14
Bewegung des Wassers durch das Rad 16
Berechnung des Nutzeffektes des Rades 22
Vortheilhafteste Geschwindigkeit einer Turbine von bestimmten Abmessungen 27
Bedingungen der vortheilhaftesten Wirkung:
A. Der Turbine von *Fourneyron* 33
B. „ „ „ *Cadiat* 36
C. „ *Schott*'schen Turbine 40
Ueber den Einfluss der Winkel α und β 42
Vergleichung der drei Hauptarten von Turbinen 45

Vergleichung der Theorie mit der Erfahrung.

Zusammenstellung der Formeln zur Berechnung der Turbinen 55
Tabellen über die Abmessungen von ausgeführten Turbinen 58
Berechnungen über diese Turbinen 59

Bestimmung der wesentlichsten Abmessungen einer zu erbauenden Turbine.

A. Für die Turbine von *Fourneyron* 90
B. „ „ „ „ *Cadiat* 100
C. „ „ *Schott*'sche Turbine 104

Seite

Praktische Anleitung zur Verzeichnung von Turbinen.

A. Für die Turbine von *Fourneyron* 106
B. „ „ „ „ *Cadiat* 113
C. „ „ *Schott*'sche Turbine 115

Beschreibung und Berechnung mehrerer Turbinen.

A. Niederdruckturbine mit Leitkurven 118
B. Hochdruckturbine mit Leitkurven 130
C. Niederdruckturbine ohne Leitkurven 139
D. Liegende *Schott*'sche Turbine mit zwei Rädern 147
E. Dreiarmige *Schott*'sche Turbine 133

Die Turbine von Jonval.

Beschreibung und Beurtheilung derselben 160
Theorie derselben 170
Construktion der Räder 180
Regeln zur Berechnung der wesentlichsten Abmessungen der Maschine 184
Versuche mit einer von *Jonval* erbauten Turbine 187

Die Turbine als Wasserhebungsmaschine . . . 194

Ventilatoren mit gekrümmten Radflächen.

Theorie derselben 196
Beschreibung und Berechnung zweier Ventilatoren 209

Verbesserungen.

Seite	Zeile	statt	soll es heissen
3	18 v. u.	Rade	Rande.
9	8 v. u.	mit	in
21	7 v. u.	$2\,v_2\,u_2\,\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\,cos.\,\beta$ . . .	$2\,v_2\,u_1\,\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\,cos.\,\beta$
23	5 v. u.	$u=\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\;k}\,u_1$	$U=\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\;k}\,u_1$
28	12 v. u.	$\frac{E}{\varrho\,Q\,H}_{max.\,r.}$	$\left(\frac{E}{\varrho\,Q\,H}\right)_{max.\,r.}$
36	13 v. o.	Winkel	Weite.
36	11 v. u.	keine	keinen.
39	7 v. u.	genz	ganz.
42	12 v. u.	Anwendung	Anordnung.
43	7 v. u.	eine	immer.
44	4 v. u.	nach innen	noch immer.
49	11 v. u.	den	drei.
90	9 v. o.	ist *der* zu streichen.	
112	10 v. o.	$\mathfrak{N}$	N.
117	1 v. u.	Maschine	Maschinen.
120	16 v. o.	angesaugt	eingesaugt.
124	14 v. u.	einen	einem.
153	2 v. u.	Pfannen	Pfanne.
173	14 v. o.	$\Omega\,U\,K$	$\Omega\,U\,k$.
189	ist die Klammer in der Tabelle ungiltig.		
190	4 v. u.	$x_1=0{\cdot}7$	$x_1=0{\cdot}7$.
199	4 v. u.	Temparatur	Temperatur.

Beschreibung der drei Arten von Turbinen,

deren Theorie und Bau im Folgenden behandelt wird.

A. Die Turbine von Fourneyron.

Tafel I.

In Fig. (1), Tafel (I.) ist ein Vertikaldurchschnitt, und in Fig. (2) ein Horizontaldurchschnitt dieser Maschine dargestellt.

A ist der Kanal, in welchem das Wasser der Maschine zufliesst; er ist bei *a* mit einer Querwand geschlossen, und vor dieser ist im Boden eine Oeffnung angebracht, durch welche das Wasser zu dem Rade niederfliesst.

B ist der Kanal, durch welchen das Wasser, nachdem es auf die Maschine gewirkt hat, von derselben wegfliesst.

Die Hauptbestandtheile der Maschine sind: 1) das Rad, welches den Receptor bildet. 2) Ein Apparat, um das Wasser aus dem Zuflusskanal in den inneren ausgehöhlten Raum des Rades und von da nach gewissen Richtungen gegen die Schaufeln des Rades herauszuleiten. 3) Eine Vorrichtung, durch welche man mehr oder weniger Wasser auf das Rad wirken lassen kann. 4) Ein Transmissionsmechanismus, um die Bewegung des Rades auf die zu treibende Maschine zu übertragen.

Das Rad besteht aus einem tellerförmigen Körper *b*, auf dessen horizontalem Rande *e* gekrümmte, den äusseren Umfang unter einem kleinen Winkel scheidende Blechflächen *c* Fig. 2 befestiget sind, und aus einer ringförmigen Radkrone *d*, welche oben die Kanäle des Rades bedeckt.

b nennen wir die Schale, *e* die untere, *d* die obere Krone des Rades; die Blechflächen *c* nennen wir die Radkurven.

Die beiden Radkronen mit den dazwischen befestigten Radkurven bilden ein ringförmiges System von gekrümmten Kanälen, die sich alle ungefähr nach tangentialer Richtung an dem äusseren Umfang des Rades ausmünden. Das Rad ist concentrisch an einer

vertikalen Axe *f* befestiget, die bei *g* in einer Pfanne läuft und bei *h*, wo sie mit einem Axenhalter in vertikaler Lage erhalten wird, mit einem Rade versehen ist.

Die Axe *f* geht frei durch eine Röhre *i*, welche oben an dem Gebälke *k k* befestiget ist, und sich unten in eine horizontale runde Scheibe (den Teller) ausbreitet, auf welcher krumme cylindrische Blechflächen *m m* befestiget sind, die zur Leitung des Wassers dienen, daher »Leitkurven« genannnt werden. In der cylindrischen Spalte zwischen dem äusseren Umfange des Leitkurven-Apparates und dem inneren Umfang des Rades kann ein gusseiserner Cylinder *n n* auf- oder niedergezogen werden, wodurch am äusseren Umfang des Leitkurven-Apparates Oeffnungen entstehen, deren Höhe innerhalb gewisser Grenzen beliebig verändert werden kann. Dieser Cylinder *n n* (welchen wir den »Schützen« nennen wollen, weil er dazu dient, um mehr oder weniger Wasser auf das Rad wirken lassen zu können) schliesst mit seinem oberen Rande an die Wand eines andern Cylinders *o* an, welcher oben in einen horizontalen Rand ausläuft, und in die im Boden des Zuleitungskanales *A* angebrachte Oeffnung hereingesenkt und befestigt ist.

Um den Schützen *n n* bequemer auf- und niederbewegen zu können, sind an demselben drei oder vier Stangen *p p* befestigt, welche oben mit einem in der Zeichnung nicht angedeuteten Mechanismus in Verbindung stehen, vermittelst dessen man gleichzeitig alle vier Stangen um gleich viel auf- oder niederziehen kann, welche Bewegung dann auch der Schützen *n n* begleitet.

Diess sind nun die wesentlichsten Theile einer Turbine für kleinere Gefälle, wie sie *Fourneyron* zuerst erfunden hat. Bei grösseren Gefällen wird statt des Zuleitungskanals *A* ein vertikaler bis in die Nähe von *h* reichender gusseiserner Cylinder angewendet, in welchen die Zuleitungsröhre für das Betriebswasser einmündet. Dieser Cylinder wird unten mit *o o* befestiget, und oben mit einem Deckel verschlossen. Die Röhre *i* wird an den Deckel befestiget, und die Zugstangen *p p* werden sorgfältig verdichtet durch den Deckel geführt. Wird der Schützen ganz niedergelassen, bis dessen unterer Rand auf dem Rand des unbeweglichen Tellers des Leitkurven-Apparates aufsitzt, so kann kein Wasser auf das Rad wirken. Wird aber der Schützen mehr oder weniger in die Höhe gezogen, so tritt das Wasser durch die Oeffnungen des Leitkurven-Apparates nach den Richtungen, welche die Kurven *m m* vorschreiben, aus, schiesst in die Radkanäle hinein, drückt gegen die Radkurven, und treibt das Rad nach der Richtung, welche der Pfeil in Fig. (2) angibt, im Kreise herum.

Der zuerst von *Navier* mit klarem Bewusstsein ausgesprochene Grundsatz: dass der Effekt eines Rades am grössten würde, wenn man das Wasser ohne Stoss und gleichzeitig auf alle Schaufeln wirken, und ohne alle Geschwindigkeit aus dem Rade austreten liesse, hat *Fourneyron* zur Erfindung der beschriebenen sinnreichen Anordnung geführt.

B. Die Turbine ohne Leitschaufeln von Cadiat.

Tafel (I.) Fig. 3. und 4.

Wenn wir bei der so eben beschriebenen Turbine von *Fourneyron* die Leitkurven ganz wegnehmen, so entsteht eine Turbine ohne Leitkurven, jedoch mit fehlerhaften Construktionsverhältnissen. *Cadiat* hat zuerst Turbinen ohne Leitkurven ausgeführt, die folgende Einrichtung haben. Der äussere Theil des Rades ist wie Fig. (4) zeigt, ähnlich gestaltet wie bei Fig. (2), die Radkurven nähern sich aber bei jenem mehr als bei diesem dem innern Umfang des Rades, wodurch die radiale Dimension der Radkrone verhältnissmässig kleiner geworden ist. Der Radkörper *b*, Fig. (3) hat die Form einer Rotationsfläche, die in eine nach aufwärts gekehrte Spitze ausläuft, und ist daselbst mit der Axe *f* des Rades fest verbunden. Am Ende des Zuleitungskanals *A* ist im Boden desselben eine Oeffnung gemacht, in welcher der Cylinder *o o* eingesenkt, und mit seinem oben horizontal auslaufenden Rade befestigt ist. Der untere Rand dieses Cylinders ist ebenfalls nach horizontaler Richtung nach auswärts gekrümmt, und nähert sich dem inneren Rande der oberen Radkrone *d*. Das Wasser gelangt aus dem Kanal *A* in den Cylinder *o o*, sinkt in diesen nieder, gleitet an dem Radkörper *b* nach dem inneren Umfang des Rades hin, tritt daselbst in den Radkanal ein und treibt das Rad nach der Richtung, welche durch den Pfeil Fig. (4) angedeutet ist, im Kreise herum. Um den Druck zu beseitigen, mit welchem bei dieser Anordnung der Körper des Rades und dessen unterer Zapfen durch die darüber befindliche Wassermasse niedergepresst wird, bringt *Cadiat* unter dem Rade ein (in der Zeichnung nicht angedeutetes) cylindrisches Gefäss an, welches durch eine Röhre mit dem Kanal *A* communizirt, und dessen vertikale cylindrische Wände sich fast bis zur Berührung dem äusseren Umfang der unteren Radkrone nähern. Hierdurch wird das Rad nach aufwärts sogar noch etwas stärker gedrückt als nach abwärts, so dass der Druck, mit welchem der untere Zapfen in die Pfanne gepresst wird,

etwas kleiner ausfällt als das Gewicht der Theile, welche mit der Radaxe verbunden sind. Allein diese Balanciervorrichtung führt zu praktisch sehr complizirten Constructionen, die ganz vermieden werden können, wenn man, wie bei der Turbine von *Fourneyron*, den Teller mit der Röhre *i* anwendet, in welchem Fall der Druck des Wassers auf den Körper des Rades ohne praktische Schwierigkeit ganz beseitiget wird. Aus welchem Grunde *Cadiat* den Teller nicht angewendet hat, ist mir nicht bekannt; vielleicht wurde er durch das Patent, welches *Fourneyron* auf seine Anordnung erhalten hatte, daran gehindert.

Um mehr oder weniger Wasser auf das Rad wirken lassen zu können, hat *Cadiat* seine Turbine mit einem cylindrischen Schützen *m m* versehen, welcher dem äusseren Rande der oberen Radkrone *d* fast bis zur Berührung nahe tritt, und der durch Ziehstangen auf und nieder bewegt werden kann. Um diese Stangen gleichzeitig und um gleich viel auf und nieder zu bewegen, hat *Cadiat* einen in der Zeichnung nicht angedeuteten, eben so sinnreichen, als einfachen und zweckmässigen Mechanismus angebracht, dessen Einrichtung später erklärt werden wird.

In Bezug auf die Einrichtung des Schützens verhalten sich die beschriebenen Turbinen gerade entgegengesetzt. Bei der Turbine von *F.* haben die äusseren Ausmündungen des Rades eine unveränderliche Grösse, und die Austrittsöffnungen des Zuleitungs-Apparates ändern sich mit der Stellung des Schützens. Bei der Turbine von *Cadiat* hingegen ist die Austrittsöffnung des Zuleitungs-Apparates unveränderlich und die Oeffnungen am äusseren Umfange des Rades ändern sich mit der Stellung des Schützens.

C. Die Schottische Turbine.

Tafel (I.) Fig. 5. und 6.

Diese Maschine ist im Wesentlichen das schon längst bekannte von *Segner* erfundene Reaktionsrad, welches bis jetzt nur als physikalisches Spielwerk in der Welt existirt hat, und nun erst durch den praktischen Sinn der Engländer in eine nützliche Maschine verwandelt worden ist. Ich halte es für zwecklos, patriotische Anstrengungen zu machen, um den bei den Praktikern bereits üblichen Sprachgebrauch durch den Namen des wahren Erfinders dieser Maschine verdrängen zu wollen, da überhaupt das »Ton angeben« in der Industrie noch nicht unsere starke Seite geworden ist; übrigens kann ja jeder patriotische Fabrikant, der eine solche

Maschine aus England kommen, oder durch Engländer in der Heimath erbauen lässt, den Erfindungsgeist der Deutschen auf beliebige Weise anpreisen.

In seiner modernen Erscheinung besteht das Rad aus 2, 3 oder 4 Kanälen *b b*, die von einem gemeinschaftlichen vertikalen Cylinder *a* ausgehen und sich in horizentaler Richtung um denselben herumkrümmen. Das Rad ist mit einer Axe *c* versehen, die sich unten in einer Pfanne dreht, und die oben zur Fortleitung der Kraft ein Rad trägt. Das Wasser wird durch eine Röhrenleitung *d* von unten herauf in das Innere des Rades geleitet, tritt daselbst in die Kanäle des Rades, treibt dasselbe nach der Richtung des Pfeiles Fig. 6 herum, und ergiesst sich zuletzt in den Abzugskanal *B*.

Bewegung des Wassers durch die Maschine und Wirkung desselben auf das Rad.

Um die folgenden analytischen Untersuchungen ohne Unterbrechung verfolgen zu können, und die Uebersicht über die Rechnung durch Zwischenbetrachtungen nicht stören zu müssen, ist es zweckmässig, zuerst die Erscheinungen, welche sich bei der Bewegung und Wirkungsart des Wassers zeigen, soweit es ohne Rechnung möglich ist, kennen zu lernen.

Der erste Punkt, welcher zu erklären von Wichtigkeit ist, betrifft den Einfluss des Rades und dessen Geschwindigkeit auf die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitschaufeln ausströmt.

Wenn bei einer Turbine das Rad ganz beseitiget wird, strömt das Wasser zwischen den Leitkurven mit einer Geschwindigkeit aus, die sehr nahe der Endgeschwindigkeit gleich kömmt, welche ein durch die Gefällshöhe im luftleeren Raum freifallender Körper erlangt. Diese Geschwindigkeiten würden vollkommen übereinstimmen, wenn keine Störungen durch Reibungen und andere Nebenumstände stattfänden. Ganz anders verhält sich aber die Sache, wenn das Rad den Leitkurven-Apparat umgibt, und sich um denselben schnell herumbewegt; denn in diesem Falle strömt das Wasser, je nach Umständen, langsamer, schneller oder eben so geschwind aus den Leitkurven aus, als wenn das Rad nicht vorhanden ist. Wenn die äusseren Oeffnungen am Rade sehr eng sind, im Vergleich mit den Oeffnungen des Leitkurven-Apparates, und wenn ferner das Rad nur eine mässige Geschwindigkeit hat, so ist klar, dass das Wasser nur mit kleiner Geschwindigkeit aus den Leitkurvenkanälen ausströmen kann. Denn sind z. B. die

äusseren Oeffnungen des Rades zehnmal kleiner als jene der Leitkurvenkanäle, so wird das Wasser bei ersteren ungefähr zehnmal schneller ausströmen, als bei letzteren. Dreht sich aber das Rad nicht schnell, so ist die Ausflussgeschwindigkeit am äusseren Umfang des Rades nicht viel von derjenigen verschieden, die der Druckhöhe entspricht, die Geschwindigkeit, mit welcher also unter den angenommenen Verhältnissen der Oeffnungen der Kanäle aus den Leitkurvenkanälen ausströmt, ist daher ungefähr zehnmal kleiner, als sie seyn würde, wenn das Rad nicht vorhanden wäre.

Sind dagegen die äusseren Oeffnungen der Radkanäle gleich oder grösser als jene der Leitkurvenkanäle, und dreht sich das Rad sehr schnell um seine Achse, so wirkt das Rad dem Ausströmen des Wassers aus den Leitkurvenkanälen nicht nur nicht entgegen, sondern es begünstiget sogar durch die Centrifugalkraft, die aus der schnellen drehenden Bewegung entsteht, das Ausströmen, und es kann unter diesen Umständen sogar der Fall eintreten, dass das Wasser mit grösserer Geschwindigkeit austritt, als wenn das Rad nicht vorhanden wäre.

Hieraus geht hervor, dass die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkurvenkanälen nicht nur von dem Gefälle, sondern auch von der Construktion und Geschwindigkeit des Rades abhängt. Dieses schnellere oder langsamere Ausströmen des Wassers kann aber nur dadurch hervorgebracht werden, dass der wechselseitige Druck zwischen den Wassertheilchen, in der Richtung ihrer Bewegung, in der ringförmigen Spalte am inneren Umfang des Rades mit der Construction und Geschwindigkeit desselben veränderlich ist. Ist dieser Druck gleich dem Druck der Atmosphäre, so strömt das Wasser so aus, als wäre das Rad nicht vorhanden. Ist dieser Druck grösser oder kleiner als der atmosphärische, so strömt das Wasser im ersteren Falle langsamer, im letzteren Falle schneller aus, als wenn das Rad nicht vorhanden ist.

Aus diesen Erläuterungen geht hervor, dass man von einer Theorie über die Turbine nur dann mit der Erfahrung übereinstimmende Resultate erwarten darf, wenn dieselbe die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkurvenkanälen, so wie auch den zwischen den Wassertheilchen am inneren Umfang des Rades herrschenden Druck aus der Natur der Sache für alle möglichen Fälle bestimmen lehrt. Man würde sich sehr irren, wenn man glaubte, die wirkliche Ausflussgeschwindigkeit bestimmen zu können, indem man die der Druckhöhe entsprechende Geschwindigkeit mit einem gewissen Corrections-Coefficienten multipliziren

würde, denn dieser Coefficient ist je nach der Constructionsart und dem Bewegungszustand des Rades zu sehr veränderlich.

Bei *Fourneyron*'schen Turbinen ist derselbe 0.6 bis 1.2. Bei den *Cadiat*'schen Turbinen nur 0.1 bis 0.5. Bei den *Schott*'schen Turbinen meistens noch kleiner. Da von der Ausflussgeschwindigkeit des Wassers die Höhe des Rades abhängt, so ist es insbesondere von grosser Wichtigkeit, sie für alle Umstände im voraus richtig berechnen zu können, denn wenn das Rad zu niedrig gemacht wird, kann es nicht so viel Wasser durchfliessen lassen, als zur Hervorbringung eines gewissen Nutzeffekts nothwendig ist.

Ist das Rad zu hoch, so wird der Schützen nur zum Theil aufgezogen werden müssen, um die nothwendige Quantität Wasser in das Rad eintreten zu lassen, und dann füllt das Wasser die Radkanäle nicht aus und schlägt unregelmässig an den Wänden hin und her, wodurch der Effekt bedeutend geschwächt wird.

Bei dem Uebertritt des Wassers aus dem Leitkurven-Apparat in das Rad treten im Allgemeinen plötzliche Aenderungen in der Geschwindigkeit des Wassers ein, wie aus folgenden Betrachtungen erhellet. Man denke sich die wahre Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen austritt, in zwei Geschwindigkeiten zerlegt, von denen die eine mit der Richtung der Tangente, und die andere mit der Normale an das erste Element der Radkurve zusammenfällt. Nennen wir die erstere dieser Seitengeschwindigkeiten t, die letztere n. Die Geschwindigkeit n kann nun gleich, grösser oder kleiner seyn als diejenige ist, mit welcher der Anfangspunkt der Radkurve nach der Richtung der Normale zurückweicht. Im ersteren Falle übt das Wasser gegen die Radkurven keinen Stoss aus, sondern strebt nur mit der Geschwindigkeit t nach der Richtung der Tangente an das erste Element der Radkurve in die Radkanäle einzutreten. Im zweiten Falle stösst das Wasser gegen die Radkurven, und im dritten Falle schlagen die Radkurven gegen die eintretenden Wasserstrahlen. Auch die Geschwindigkeit t kann unter gewissen Umständen beim Eintritt des Wassers in das Rad einen nachtheiligen Stoss verursachen, denn wenn z. B. die Radkanäle aussen viel enger sind als innen, und wenn der Schützen nur zum Theil aufgezogen ist, muss die Geschwindigkeit t grösser ausfallen, als jene, die das Wasser am Anfange der Radkanäle besitzt, das Wasser wird daher mit einer Geschwindigkeit t gegen das am Anfange der Radkanäle fliessende Wasser stossen. Alle diese Stösse bringen Unregelmässigkeiten in der Bewegung des Wassers hervor und vermindern den Nutzeffekt des Rades. Wenn daher eine Theorie

auf Turbinen von jeder Construktionsart und für jede Geschwindigkeit des Rades anwendbar seyn soll, so muss dieselbe den Einfluss dieser Störungen in Rechnung bringen. Die Bewegung des Wassers durch das Rad kann regelmässig oder unregelmässig erfolgen. Das letztere wird immer eintreten, wenn das Wasser die Radkanäle nicht ganz ausfüllt. Wenn die Summe der Querschnitt aller Radkanäle am äusseren Umfang des Rades viel grösser ist, als die Summe der Querschnitte aller Kanäle des Leitkurven-Apparates (was bei der *Fourneyron*'schen Turbine immmer der Fall ist, wenn der Schützen nur wenig aufgezogen ist) so wird das Wasser die Radkanäle nicht ausfüllen, daher unregelmässig durch das Rad sprühen, und keine gute Wirkung hervorbringen können.

Eine zuverlässige Theorie der Turbine kann natürlich nur unter der Voraussetzung einer regelmässigen Bewegung des Wassers durch das Rad entwickelt werden; es wird daher bei der folgenden Untersuchung angenommen werden: dass das Wasser die Radkanäle ganz ausfülle, und die unter dieser Voraussetzung gewonnenen Resultate können daher nur dann mit der Erfahrung übereinstimmende Werthe geben, wenn das Wasser eine zusammenhängende Masse bildet.

Betrachten wir nun die Bewegung des Wassers durch das Rad.

Durch den Druck, welcher am inneren Umfang des Rades zwischen den Wassertheilchen nach der Richtung ihrer Bewegung herrscht, wird das Wasser durch das Rad hinausgepresst, dagegen wirkt der am äusseren Umfang des Rades vorhandene Druck der Bewegung des Wassers entgegen. Wenn sich das Rad über dem Spiegel des Unterwassers befindet, reduzirt sich dieser äussere Druck auf den Druck der Atmosphäre, wenn das Rad im Unterwasser eingetaucht ist, kommt zu dem atmosphärischen Druck noch der hydrostatische Druck, welcher der Tauchung des Rades entspricht, hinzu, nennen wir der Kürze wegen den Druck am inneren Umfang des Rades i und den Druck am äusseren Umfang a.

Ist $i = a$, so wird das Wasser blos durch die Centrifugalkraft während seiner Bewegung durch das Rad beschleunigt.

Ist $i > a$, so wird die Bewegung des Wassers theils durch die Centrifugalkraft theils durch die Differenz $i - a$ der inneren und äusseren Pressungen beschleunigt. Ist endlich $i < a$, so wird die Bewegung des Wassers durch die Centrifugalkraft beschleunigt, und durch die Differenz zwischen den äusseren und inneren Pressungen verzögert.

Diese inneren und äusseren Pressungen i und a sind für den Nutzeffekt, welchen eine Turbine entwickelt, weder vortheilhaft

noch nachtheilig. Ist z. B. i bedeutend grösser als der atmosphärische Druck, so strömt zwar das Wasser langsam in das Rad ein, d. h. es besitzt bei seinem Eintritt in das Rad keine grosse Wirkungsfähigkeit, diese letztere wird aber während der Bewegung durch das Rad durch den inneren Druck i erhöht. Ist i bedeutend kleiner als der atmosphärische Druck, so strömt das Wasser zwar schnell in das Rad ein, es besitzt also bei seinem Eintritt eine Wirkungsfähigkeit, die sogar grösser ist, als jene, welche der Druckhöhe entspricht, sie wird aber während der Bewegung des Wassers durch das Rad fortwährend durch die Differenz zwischen der äusseren und inneren Pressung geschwächt.

Ist endlich $i = a$, so wird das Wasser durch die inneren und äusseren Pressungen während seines Durchganges durch das Rad weder beschleunigt noch verzögert, sondern nur (in so ferne das Wasser die Radkanäle ausfüllt) an die Wände der Radkurven angepresst, woraus zwei gleiche einander entgegengesetzt wirkende, sich mithin aufhebende, Pressungen entstehen.

Die Nutzwirkung entsteht aus der Differenz zwischen den Pressungen, die das Wasser gegen die concaven und gegen die convexen Flächen der Radkurven ausübt, während es durch das Rad strömt. Diese Pressungen entstehen: 1) aus der lebendigen Kraft, die das Wasser nach seinem Eintritt in das Rad besitzt; 2) aus den Pressungen, die am inneren und äusseren Umfang des Rades vorhanden sind; 3) aus der Centrifugalkraft. Vermöge der lebendigen Kraft, die das Wasser nach seinem Eintritt in das Rad besitzt, übt es nur gegen die concaven Seiten der Radkurven Pressungen aus. Durch die Pressungen am äusseren und inneren Umfange des Rades wird das Wasser sowohl gegen die concaven als auch gegen die convexen Seiten der Radkurven angedrückt. Ist $i = a$, so fällt der Druck gegen beide Wände eines jeden Radkanals gleich gross aus.

Ist $i > a$, so wird das Wasser beschleunigt, und der Druck auf die concave Fläche fällt grösser aus, als jener gegen die convexen Flächen der Radkurven.

Ist $i < a$, so wird das Wasser verzögert, und es tritt mit Bezug auf die Pressungen das Gegentheil ein.

Durch die drehende Bewegung des Rades drücken die convexen Seiten der Radkurven gegen das in den Kanälen fliessende Wasser, und dadurch entsteht eine nachtheilige Reaction auf das Rad. Diese nachtheilige Wirkung auf das Rad wird aber wiederum ganz oder zum Theil aufgehoben, indem durch den Druck der convexen Flächen der Radkurven gegen das Wasser das letztere beschleunigt

wird, was zur Folge hat, dass es mit erhöhter Kraft gegen die concaven Seiten der Radkurven wirkt.

Die Centrifugalkraft, welche eben aus der Wirkung des Rades auf das Wasser entspringt, kann natürlich keine Nutzwirkung hervorbringen, weil im günstigsten Falle der daraus gegen die concaven Flächen der Radkurven entstehende Druck nun eben so gross seyn kann, als der Druck der Radkurven gegen das Wasser, d. h. unter den günstigsten Umständen sind die aus der Bewegung des Rades entstehenden Pressungeu gegen die concaven und convexen Seiten der Radkurven gleich gross.

Nach den allgemeinen Grundsätzen der Mechanik wird der Nutzeffekt der Turbine am grössten, wenn 1) das Wasser ohne Stoss in das Rad eintritt; 2) ohne Störung das Rad durchströmet, und 3) ohne Geschwindigkeit das Rad verlässt. Könnten diese Bedingungen vollkommen realisirt werden, so wäre der Nutzeffect genau gleich dem absoluten Effect der Wasserkraft, d. h. gleich dem Produkte aus der Wassermenge in den Vertikalabstand der Wasserspiegel des oberen und unteren Kanales.

Es wird sich in der Folge zeigen, dass es bei der *Cadiat*'schen und *Schott*'schen Turbine selbst theoretisch unmöglich ist, jenen Bedingungen zu genügen, dass es ferner bei der *Fourneyron*'schen Turbine zwar theoretisch, nicht aber praktisch möglich ist, den Anforderungen zu entsprechen.

Voraussetzungen, welche bei der folgenden Theorie der Turbinen gemacht werden und Bezeichnung der in der Rechnung erscheinenden Grössen.

Bei der folgenden Entwickeluug der Theorie der Turbinen wird vorausgesetzt:

1) Es sei bereits ein gleichförmiger Beharrungszustand der Bewegung eingetreten, so dass also der Bewegungszustand des Rades und des Wassers stationär geworden ist.
2) Das Wasser fülle die Radkanäle vollkommen aus, so dass kein unregelmässiges Hin- und Herschlagen des Wassers zwischen den Wänden der Radkanäle stattfindet.
3) Die Radkurven und Leitkurven seien nicht zu stark gekrümmt, damit keine Unregelmässigkeit der Bewegung des Wassers durch das Rad eintreten kann.
4) Wenn einmal der Beharrungszustand der Bewegung eingetreten ist, finde in der kreisförmigen Spalte am innern Umfang

des Rades weder ein Einströmen noch ein Ausströmen von Wasser statt. Diese Annahme ist in dem Maasse zulässiger, als die Weite jener Spalte kleiner, und die Höhe, bis zu welcher der Schützen aufgezogen ist, grösser ist.

5) Die Anzahl der Leit- und Radkurven sey so gross, dass alle Wassertheilchen auf gleiche Weise durch die Leit- und Radkurvenkanäle strömend angenommen werden können.

6) Dass der Cylinder, durch welchen das Wasser zu den Leitkurven niederfliesst, eine hinreichende Grösse habe, weil sonst das Wasser unregelmässig gegen den Teller des Leitkurvenapparates herabfallen würde.

7) Endlich werden verschiedene, bei ordentlich construirten Turbinen immer kleine Effectverluste, welche durch Reibungen und plötzliche Geschwindigkeitsänderungen des Wassers bis zu dessen Eintrittt in die Kanäle des Leitkurvenapparates entstehen, nicht in Rechnung gebracht; auch wird die Reibung des Wassers an den Wänden der Kanäle, die Reibung des Radkörpers im Unterwasser und die Zapfenreibung der Turbinenaxe vernachlässigt.

Die Voraussetzungen (2 bis incl. 6) enthalten diejenigen von den Bedingungen einer guten Construction der Turbine, deren Richtigkeit ohne alle Rechnung eingesehen werden können. Bei allen von *Fourneyron* und *Cadiat* ausgeführten Turbinen sind sie auch in der That genügend erfüllt, und für neu zu erbauende Turbinen kann man denselben leicht entsprechen. In wissenschaftlicher Hinsicht ist es zwar allerdings wünschenswerth, dass die Theorie einer Maschine auch auf ganz fehlerhafte Constructionen anwendbar sei, in praktischer Beziehung kann man aber vollkommen zufrieden seyn, wenn eine Rechnung diejenigen Wahrheiten entwickelt, welche ohne Rechnung nicht erkannt werden können.

Aus diesem Grunde sind auch die unter (6) angeführten Effectverluste, die durch Reibungen oder plötzliche Aenderungen der Geschwindigkeiten entstehen, vernachlässigt; was wohl um so mehr erlaubt ist, als die Berechnungen dieser Verluste nicht zuverlässig gemacht werden können, und weil überhaupt die zufälligen Unregelmässigkeiten in der Bewegung des Wassers und der daraus entstehenden Verluste nicht berechnet werden können.

Für die in der Rechnung erscheinenden Grössen werden im Verlaufe der ganzen Abhandlung folgende Bezeichnungen beibehalten.

i Die Anzahl der Leitkurven.

δ Die Höhe der Schützenöffnung oder die Höhe der Leitkurvenkanäle, wenn der Schützen bis zu einem gewissen Punkt aufgezogen ist.

s Der kleinste Abstand zweier unmittelbar auf einander folgender Leitkurven. Dieser Abstand wird gefunden, wenn man (Tafel 3) von dem Endpunkte c einer Leitkurve auf die unmittelbar folgende Leitkurve einen Perpendikel cf fällt. Die Länge cf dieses Perpendikels ist $= s$.

$\Omega = is\delta$ die Summe der Querschnitte aller Oeffnungen am Leitkurvenapparat.

α Der Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen austritt, mit dem inneren Umfang des Rades bildet. Um diesen Winkel zu finden, ziehe man in den Punkten c und f (Tafel 3) Tangenten an die Leitkurven, halbire den Winkel fmc, ziehe in dem Punkte k, in welchem die Halbirungslinie den inneren Umfang des Rades schneidet, eine Tangente kl, so ist $< lkm = \alpha$.

U Die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen austritt.

R_2 der innere
R_1 der äussere } Halbmesser des Rades.

β Der Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden. Dieser Winkel wird gefunden, indem man in dem Durchschnittspunkt n Tafel 3 einer Radkurve mit dem innern Umfang des Rades an diesen Umfang und an die Radkurve Tangenten zieht.

γ Der Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Rade strömt, mit dem äusseren Umfang des Rades bildet. Dieser Winkel wird gefunden, indem man von dem Endpunkt w einer Radkurve auf die nächstfolgende das Perpendikel wx fällt, in den Punkten w und x an die Radkurven Tangenten zieht, den Winkel wyx halbirt und in dem Durchschnittspunkt z der Halbirungslinie an den äusseren Umfang des Rades eine Tangente zs zieht. Es ist dann $< yzs = \gamma$.

$s_1 = wx$. Der senkrechte Abstand zweier Radkurven am äusseren Umfang des Rades.

$s_2 = g_1h_1$ Der senkrechte Abstand zweier unmittelbar auf einander folgender Radkurven am inneren Umfang des Rades.

δ_1 Die Höhe der Radkanäle.

i_1 Die Anzahl der Radkurven.

$\Omega_2 = \iota_1 s_2 \delta_1$. Die Summe der Querschnitte der Radkanäle am inneren Umfang des Rades.

$\Omega_1 = \iota_1 s_1 \delta_1$. Die Summe der Querschnitte der Radkanäle am äusseren Umfang des Rades.

k Der Contractions-Coefficient für den Austritt des Wassers aus dem Leitkurvenapparat.

k_1 Der Contractions-Coefficient für den Austritt des Wassers aus dem Rade.

v_1 v_2 Die absoluten Geschwindigkeiten des inneren und äusseren Radumfanges.

w_2 u_1 Die relativen Geschwindigkeiten des Wassers gegen die Radkurven, beim Eintritt und Austritt.

w Die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Rade tritt.

A Der Druck der Atmosphäre auf einen Quadratmeter.

q Der Druck auf einen Quadratmeter bezogen, mit welchem sich die Wassertheilchen in der kreisförmigen Spalte am inneren Umfang des Rades nach der Richtung ihrer Bewegung pressen.

Q Die Wassermenge in Kubik-Metres, welche in jeder Sekunde auf die Turbine wirkt.

$\varrho = 1000$ Killg. Das Gewicht von einem Kub.-Met. Wasser.

$g = 9.809^m$. Die Endgeschwindigkeit nach der ersten Sekunde beim freien Fall der Körper.

E_n Der Nutzeffekt des Rades per Sekunde.

H Das Gefälle. Wenn das Rad im Unterwasser nicht eintaucht, muss unter dem Gefälle die vertikale Höhe des Wasserspiegels im Zuleitungskanal über der Ebene verstanden werden, in welcher die Mittelpunkte der Oeffnungen der Radkanäle liegen. Ist hingegen das Rad im Unterwasser eingetaucht, so ist das Gefälle der Vertikalabstand der Wasserspiegel im obern und untern Kanal.

h Die Tiefe der Tauchung des Rades, worunter wir die Tiefe der Ebene, in welcher die Mittelpunkte der Oeffnungen der Radkanäle liegen, unter dem Wasserspiegel im Abflusskanal verstehen wollen.

Nach diesen Vorbereitungen wenden wir uns nun zur Entwicklung der Theorie.

Austritt des Wassers aus den Leitkurvenkanälen.

Da wir die verschiedenen Reibungshindernisse und Störungen, die in der Bewegung des Wassers bis zu seinem Austritt aus dem Leitkurvenapparat vorkommen, vernachlässigen, so haben wir bei der Bestimmung der Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkurvenkanälen nur die Druckhöhe und die Pressungen zu berücksichtigen, welche auf dem Wasserspiegel im Zuleitungskanal und an den Ausflussöffnungen wirksam sind.

Wenn wir den allgemeinen Fall voraussetzen, dass das Rad im Unterwasser eingetaucht ist, so befinden sich die Mittelpunkte der Oeffnungen der Leitkurvenkanäle in einer Tiefe. $H + h$ unter der Oberfläche des Wassers im Zuleitungskanal; wenn daher die Pressung q gleich wäre dem athmosphärischen Druck A, welcher auf die Oberfläche des Wassers ein Zuleitungskanal wirkt, so würde das Wasser mit einer Geschwindigkeit $\sqrt{2g(H+h)}$ aus den Leitkurvenkanälen austreten, weil aber im Allgemeinen q von A verschieden ist, so üben diese Pressungen einen Einfluss aus auf die Austrittsgeschwindigkeit. Substituiren wir für die Pressungen q und A Wassersäulen, so können, wir uns statt des athmosphärischen Druckes eine Wassersäule von der Höhe $\frac{A}{\varrho}$ und statt der Pressnng zwischen den Wassertheilchen am innern Umfang des Rades eine Wassersäule von der Höhe $\frac{q}{\varrho}$ wirkend denken. Dann fliesst aber das Wasser mit derjenigen Geschwindigkeit aus, die einer Höhe $H+h+\frac{A}{\varrho}-\frac{q}{\varrho}$ entspricht; es ist demnach:

$$(1)\quad U=\sqrt{2g\left\{H+h+\frac{A}{\varrho}-\frac{q}{\varrho}\right\}}.$$

Hieraus folgt:

$$(2)\quad \frac{q}{\varrho}-\frac{A}{\varrho}=H+h-\frac{U^2}{2g}.$$

Da in dieser Gleichung q und U unbekannt sind, so kann sie noch nicht die eine oder die andere dieser Grössen bestimmen, erst in Verbindung mit andern Gleichungen, die in der Folge abgeleitet werden, dient sie zu diesem Zwecke.

Der Uebertritt des Wassers aus dem Leitkurvenapparat in das Rad.

Das Wasser verlässt den Leitkurvenapparat mit einer Geschwindigkeit U, deren Richtung mit dem innern Umfang des Rades den

mittlern Winkel α bildet. Zerlegen wir U in zwei auf einander senkrecht stehende Seitengeschwindigkeiten, von denen die eine mit der Richtung des Halbmessers, die andere mit der Richtung der Tangente an den innern Radumfang zusammenfällt, so ist erstere $U \sin. \alpha$, lestere $U \cos. \alpha$. Die relative Geschwindigkeit des Wassers gegen die Radkurven ist am Ende derselben u_1. Da das Wasser der Voraussetzung gemäss, die Radkanäle ganz ausfüllt, so ist die relative Geschwindigkeit desselben gegen die Radkurven am Anfange der letztern $u_1 \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}$.

Ein Wassertheilchen besitzt demnach am Anfange eines Radkanales nach der Richtung der Tangente an eine Radkurve eine Geschwindigkeit $u_1 \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}$, und dann noch wegen der Bewegung des Rades nach der Richtung der Tangente an dem innern Radumfang eine Geschwindigkeit v_2. Zerlegt man wiederum die erstern dieser Geschwindigkeiten nach radialer und tangentialer Richtung, so ist die radiale Seitengeschwindigkeit $u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega_2} k_1 \sin. \beta$ und die tangentiale $u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega_2} k_1 \cos. \beta$.

Unmittelbar vor dem Eintritt in das Rad ist daher die Geschwindigkeit des Wassers:

nach radialer Richtung . . . $U \sin. \alpha$.
nach tangentialer Richtung . . $U \cos. \alpha$.

unmittelbar nach dem Eintritt in das Rad ist dagegen die Geschwindigkeit:

nach radialer Richtung . $u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega_2} k_1 \sin. \beta$

„ tangentialer „ . $v_2 - u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega_2} k_1 \cos. \beta$.

Da im Allgemeinen diese Geschwindigkeiten nach gleichen Richtungen nicht gleich gross seyn werden, so entstehen plötzliche Geschwindigkeitsänderungen, die einen Verlust J an Wirkungsfähigkeit des in jeder Secunde übertretenden Wassers zur Folge haben werden, und dieser Verlust J ist nach dem bekannten Princip von *Carnot*:

$$J = \frac{Q\varrho}{2g}\left[\left(U \sin. \alpha - u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega_2} k_1 \sin. \beta\right)^2 + \left(U \cos. \alpha - \left(v_2 - u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega_2} k_1 \cos. \beta\right)\right)^2\right]$$

Da das Wasser alle Kanäle ausfüllt, so ist aber:

$$(3)\quad U\Omega k = u_1 \Omega_1 k_1.$$

demnach $U = u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega} \frac{k_1}{k}$. Substituirt man diesen Werth von U in den Ausdruck für J und setzt der Kürze wegen:

$$(4)\quad \begin{cases} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta = n. \\ \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = m. \end{cases}$$

so erhält man:

$$(5)\quad J = \frac{Q\varrho}{2g}[(mu_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2].$$

Hierdurch ist also der Verlust an Wirkungsfähigkeit, der beim Uebertritt des Wassers aus dem Leitcurvenapparat in das Rad entstehen kann, ermittelt.

Bewegung des Wassers durch das Rad.

Wir müssen nun der Bewegung eines Theilchens durch das Rad folgen. Die Rechnung, welche zu diesem Zwecke zu machen ist, erfordert einige neue Bezeichnungen, welche in der früheren Zusammenstellung nicht aufgenommen wurden, weil sie nur einem vorübergehenden Zwecke dienen.

Die stetige Folge der Orte, welche irgend ein unendlich kleines Wassertheilchen in den auf einanderfolgenden Zeitelementen während seiner Bewegung durch das Rad einnimmt, bildet relativ gegen das letztere einen unendlich dünnen Kanal von gewisser Gestalt. Es sei AMB, Tafel 4, die Axe dieses Kanals. Nach Verlauf einer gewissen Zeit t, die von dem Eintrittsmoment des Wassertheilchens in den Kanal an gerechnet werden soll, befinde sich das Wassertheilchen in M. Es sei O der Mittelpunct des Rades OX, OY zwei absolut fixe Coordinatenaxen $O\xi$ Ov zwei mit dem Rade verbundene Coordinatenaxen, die demnach die Bewegung des Rades begleiten, und gegen welche die Kurve AMB eine unveränderliche Lage und Gestalt hat.

Nennen wir nun:

$OP = \xi$, $MP = v$ die Coordinaten des Punktes M gegen das bewegliche Coordinatensystem

$AM = \sigma$.

ω den Querschnitt des Kanales bei M.

$Op = x$, $Mp = y$ die Coordinaten des Punktes M gegen die fixen Axen Ox Oy.

$OM = r$ die Entfernung des Punktes M von der Axe des Rades.

φ den Winkel ξOx, welchen nach Verlauf der Zeit t die Axe $O\xi$ mit Ox bildet.

ψ den Winkel, welchen die zum Punkte M an die Kurve AMB gezogene Tangente mit der positiven Richtung der Axe $O\xi$ bildet.

u_0 u u_1 die Geschwindigkeiten des Wassertheilchens relativ gegen die Bahn AMB am Anfange im Punkte M und am Ende derselben.

Das Wasser, welches das Theilchen bei M umgibt, übt auf dasselbe nach allen Richtungen gewisse Pressungen aus, welche seinen Bewegungszustand verändern.

Denken wir uns diese Pressungen, nach den Richtungen der Tangente und Normale zerlegt, die zum Punkt M der Kurve AMB gehören, so wird die Resultirende aller tangentialen Kräfte nichts anderes seyn, als der Unterschied der Pressungen, welche in den das Wassertheilchen begränzenden Querschnitten des Kanals herrschen. Nehmen wir an, dass die in den aufeinanderfolgenden Querschnitten des Kanals herrschenden Pressungen allmählig abnehmen, je weiter die Querschnitte von der Axe des Rades entfernt sind, und bezeichnen wir durch T und $T-dT$ die auf die Flächeneinheit bezogenen Pressungen in den das Wassertheilchen bei M begränzenden Querschnitten, so ist ωdT die Kraft, welche das Wassertheilchen in seiner Bahn forttreibt. Die Kraft, mit welcher das Theilchen nach normaler Richtung getrieben wird, sei N.

Zerlegen wir die Kräfte ωdT und N nach Richtungen, die mit Ox und Oy parallel sind, so erhalten wir für die Kräfte, welche das Wassertheilchen treiben, folgende Werthe:

Kraft parallel mit ox: . . . $-\omega dT\cos.(\varphi+\psi)-N\sin.(\varphi+\psi)$.

„ „ „ Oy: . . . $-\omega dT\sin.(\varphi+\psi)+N\cos.(\varphi+\psi)$.

Die Länge des Theilchens können wir gleich machen dem Weg, den dasselbe in seiner relativen Bahn im Zeitraum dt zurücklegt, mithin gleich $d\sigma$; dann ist die Masse des Theilchens $\frac{\omega d\sigma}{g}\varrho$, und die Gleichungen der Bewegung des Theilchens sind dann:

$$\frac{\omega d\sigma\varrho}{g}\frac{d^2x}{dt^2}=-\omega dT\cos.(\varphi+\psi)-N\sin.(\varphi+\psi)$$

$$\frac{\omega d\sigma\varrho}{g}\frac{d^2y}{dt^2}=-\omega dT\sin.(\varphi+\psi)+N\cos.(\varphi+\psi).$$

Eliminirt man aus diesen Gleichungen N, indem man erstere mit $cos.\ (\varphi+\psi)$, letztere mit $sin.\ (\varphi+\psi)$ multiplizirt und sie hierauf addirt, so ergibt sich

$$\frac{\varrho d\sigma}{g}\left\{\frac{d^2x}{dt^2}\,cos.\,(\varphi+\psi)+\frac{d^2\gamma}{dt^2}\,sin.\,(\varphi+\psi)\right\}=-dT \qquad (6)$$

zwischen den Coordinaten $x\ y\ \xi\ v$ bestehen aber, wie man leicht findet, folgende Beziehungen:

$$\left.\begin{aligned} x &= \xi\ cos.\ \varphi - v\ sin.\ \varphi. \\ y &- \xi\ sin.\ \varphi + v\ cos.\ \varphi. \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

Differenzirt man diese Gleichungen zweimal hintereinander und berücksichtigt, dass wegen der vorausgesetzten Gleichförmigkeit der drehenden Bewegung des Rades $d^2\varphi = 0$ ist, so findet man:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = cos.\,\varphi\frac{d^2\xi}{dt^2} - 2\,sin.\,\varphi\,\frac{d\varphi}{dt}\frac{d\xi}{dt} - \xi\,cos.\,\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 - 2\,cos.\,\varphi\,\frac{dv}{dt}\frac{d\varphi}{dt} - sin.\,\varphi\,\frac{d^2v}{dt^2} + v\,sin.\,\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = sin.\,\varphi\frac{d^2\xi}{dt^2} + 2\,cos.\,\varphi\,\frac{d\varphi}{dt}\frac{d\xi}{dt} - \xi\,sin.\,\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 - 2\,sin.\,\varphi\,\frac{dv}{dt}\frac{d\varphi}{dt} + cos.\,\varphi\,\frac{d^2v}{dt^2} - v\,cos.\,\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2.$$

Multiplizirt man die erste dieser Gleichungen mit $cos.\ (\varphi+\psi)$, die letztere mit $sin.\ (\varphi+\psi)$, addiret sie sodann, und berüksichtiget dass

$$sin.\ \psi = \frac{dv}{d\sigma}$$

$$cos.\ \psi = \frac{d\xi}{d\sigma}$$

ist, so findet man nach einigen einfachen Reductionen:

$$\frac{d^2x}{dt^2}\ cos.\,(\varphi+\psi) + \frac{d^2y}{dt^2}\ sin.\,(\varphi+\psi) = \frac{d\xi\ d^2\xi + dv\ d^2v}{dt^2} - \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\frac{\xi d\xi + vdv}{d\sigma.}$$

Es ist aber:

$$d\xi\ d^2\xi + dv\ d^2v = \tfrac{1}{2}\,d\,.\,(d\xi^2 + dv^2) = \tfrac{1}{2}\,d\,.\,(d\sigma)^2$$

$$\xi d\xi + v dv = \tfrac{1}{2}\,.\,d\,(\xi^2 + v^2) = \tfrac{1}{2}\,d\,.\,(r^2).$$

demnach erhält man:

$$\frac{d^2x}{dt^2}\,cos.(\varphi+\psi) + \frac{d^2y}{dt^2}\,sin.(\varphi+\psi) = \tfrac{1}{2}.\,\frac{d\,(d\sigma)^2}{d\sigma\ dt^2} - \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 \tfrac{1}{2}\,\frac{d\,(r^2)}{d\sigma}$$

Dieses Resultat in die Gleichung (6) eingeführt, so erhält man:

$$\tfrac{1}{2}\,\frac{\varrho}{g}\,\Big\{\,d\,.\left(\frac{d\sigma}{dt}\right)^2 - \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 d\,(r^2)\,\Big\} = -\,d\,T.$$

Da $\frac{d\varphi}{dt}$ die constante Winkelgeschwindigkeit des Rades ist, so kann man diese Gleichung integriren, wodurch man erhält:

$$\tfrac{1}{2}\,\frac{\varrho}{g}\,.\,\Big\{\left(\frac{d\sigma}{dt}\right)^2 - \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 r^2\,\Big\} = -\,T + Const.$$

Es ist aber $\frac{d\sigma}{dt}$ die relative Geschwindigkeit des Theilchens gegen seine Bahn, demnach $\frac{d\sigma}{dt} = u$. Bezeichnen wir die constante Winkelgeschwindigkeit des Rades mit Θ, so wird die letzte Gleichung

$$\tfrac{1}{2}\,\frac{\varrho}{g}\Big\{u^2 - r^2\,\Theta^2\Big\} = -\,T + Const. \qquad (7)$$

Nehmen wir zuerst den Fall an, dass beim Uebertritt des Wassers aus dem Leitkurvenapparat in das Rad keine plötzlichen Geschwindigkeitsänderungen eintreten, dass also das eintretende Wasser weder gegen die Radkurven, noch auch gegen das bereits in den Radkanälen befindliche Wasser stosse, so ist für den Anfang des Kanales:

$$u = u_0 = \sqrt{U^2 + v_2^2 - 2\,U v_2\,cos.\,\alpha},$$

indem unter obiger Voraussetzung die relative Geschwindigkeit des Wassers gegen das Rad vor und nach dem Eintritt in das Rad gleich gross ist. Ferner ist für den Anfang des Kanales:

$$r = R_2 \quad r\Theta = R_2\Theta = v_2 \quad T = q;$$

demnach findet man aus (7)

$$\frac{1}{2}\frac{\varrho}{g}\Big\{U^2+v_2^2-2Uv_2^2\cos.\alpha-v_2^2\Big\}=-q+Const. \qquad (8)$$

Für das Ende des Kanales ist dagegen, vorausgesetzt, dass die Turbine im Unterwasser eintaucht:

$$u=u_1 \quad r=R_1 \quad r\Theta=R_1\Theta=v_1 \quad T=A+h\varrho.$$

Durch Substitution dieser Werthe in (7) ergibt sich:

$$\frac{1}{2}\frac{\varrho}{g}\Big\{u_1^2-v_1^2\Big\}=-(A+h\varrho)+Const. \qquad (9)$$

Aus der Differenz der Gleichungen (8) und (9) folgt:

$$\frac{q}{\varrho}-\frac{A}{\varrho}=\frac{1}{2g}\Big\{u_1^2-[U^2+v_2^2-2Uv_2\cos.\alpha]-v_1^2+v_2^2\Big\}+h.$$

Eliminirt man aus dieser Gleichung vermittelst (2) den Werth von $\frac{q}{\varrho}-\frac{A}{\varrho}$, so findet man:

$$u_1^2=(U^2+v_2^2-2Uv_2\cos.\alpha)+v_1^2-v_2^2-U^2+2gH$$

oder auch:

$$u_1^2\frac{Q\varrho}{2g}=\frac{Q\varrho}{2g}(U^2+v_2^2-2Uv_2\cos.\alpha)+\frac{Q\varrho}{2g}(v_1^2-v_2^2-U^2)+Q\varrho H \qquad (10)$$

Diese Gleichnng drückt das Gesetz der relativen Bewegung des Wassers durch das Rad unter der Voraussetzung aus, dass beim Uebertritt des Wassers aus dem Leitkurvenapparat in das Rad keine plötzlichen Geschwindigkeitsänderungen eintreten.

Um nun den Einfluss der Stösse zu berücksichtigen, die beim Eintritt des Wassers in das Rad entstehen können, muss von der rechten Seite des Gleichheitszeichens von (10) der Verlust J an lebendiger Kraft abgezogen werden, welcher durch diese Stösse entsteht. Wir erhalten demnach vermöge (5)

$$u_1^2\frac{Q\varrho}{2g}=\frac{Q\varrho}{2g}(U^2+v_2^2-2Uv_2\cos.\alpha)+$$

$$\frac{Q\varrho}{2g}(v_1^2-v_2^2-U^2)+Q\varrho H-\frac{Q\varrho}{2g}[(mu_1-v_2)^2+n^2u_1^2].$$

oder wenn man mit $\frac{Q\varrho}{2g}$ dividirt:

$$u_1^2 = (U^2 + v_2^2 - 2\,U v_2\,cos.\,\alpha) + v_1^2 - v_2^2 - U^2 +$$

$$2gH - [(mu_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2]. \qquad (11)$$

Es ist aber, da durch alle Querschnitte gleich viel Wasser fliesst:

$$U = u_1 \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}.$$

Mit Berücksichtigung dieses Werthes wird die Gleichung (11)

$$u_1^2 \left\{1 + m^2 + n^2\right\} = v_1^2 - v_2^2 + 2gH - 2 v_2 u_1 \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\,cos.\,\alpha - m\right),$$

oder weil nach der zweiten der Gleichungen (4)

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\,cos.\,\alpha - m = -\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\,cos.\,\beta$$

ist:

$$u_1^2 (1 + m^2 + n^2) = v_1^2 - v_2^2 + 2gH + 2 v_2 u_2 \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\,cos.\beta.$$

Aus dieser Gleichung findet man:

$$u_1 = \frac{1}{1 + m^2 + n^2}\left\{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\,cos.\,\beta\, v_2 + \right.$$

$$\left. \sqrt{(v_1^2 - v_2^2 + 2gH)\,(1 + m^2 + n^2) + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right)^2 cos.^2\beta\, v_2^2}\right\} \qquad (12)$$

ferner ergibt sich nun, weil $U = u_1 \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}$ ist:

$$U = \frac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}}{1 + m^2 + n^2}\left\{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right) v_2\,cos.\,\beta + \right.$$

$$\left. \sqrt{(v_1^2 - v_2^2 + 2gH)(1 + m^2 + n^2) + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right)^2 v_2^2\,cos.^2\beta}\right\} \qquad (13)$$

endlich ist

$$\frac{q}{\varrho} = \frac{A}{\varrho} - \frac{U^2}{2g} + H + h \qquad (14)$$

$$Q = \Omega k U \qquad (15)$$

Die Gleichung (12) bestimmt die relative Geschwindigkeit des Wassers gegen das Rad bei seinem Austritt. Die Gleichung (13) bestimmt die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen austritt. Die Gleichung (14) bestimmt vermittelst des Werthes von U die Pressung zwischen den Wassertheilchen am inneren Umfang des Rades. Endlich wird durch (15) die Wassermenge berechnet, welche p 1″ durch das Rad strömt.

Man sieht aus diesen Gleichungen, dass sämmtliche Dimensionen der Maschine, so wie auch der Bewegungszustand des Rades auf die Bewegung des Wassers durch die Maschine Einfluss haben.

Die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser das Rad verlässt, ist die Resultirende aus den Geschwindigkeiten v_1 und u_1, die den Winkel γ mitsammen bilden; es ist daher

$$w^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 \cos \gamma. \qquad (16)$$

Berechnung des Nutzeffectes des Rades.

Zur Berechnung des Nutzeffectes des Rades kann man ein direktes oder ein indirektes Verfahren befolgen. Nach dem direkten Verfahren müsste man die Pressungen zu berechnen suchen, welche das Wasser bei seinem Durchgange durch das Rad auf die concaven und convexen Seiten der Radkurven ausübt. Dieses Verfahren ist aber nicht so einfach, als das indirekte, wobei man von dem absoluten Effecte des Motors alle Effectverluste abzieht, um denjenigen Theil zu erhalten, welcher nutzbringend ist. Wir wollen daher den indirekten Weg wählen.

Der absolute Effekt, welcher in der Wassermenge Q bei einem Gefälle H enthalten ist, beträgt in Killogramm-Metres ausgedrückt

$$\varrho\, Q\, H.$$

Wenn wir von den Effektverlusten abstrahiren, die durch Reibungen und durch kleine Störungen in der Bewegung des Wassers

bis zu dessen Eintritt in den Leitkurvenapparat, und während seiner Bewegung durch das Rad entstehen, so reduziren sich die Effektverluste 1) auf denjenigen, welcher beim Uebertritt des Wassers aus dem Leitkurvenapparat in das Rad entsteht, 2) auf den Verlust an Wirkung, welcher aus der lebendigen Kraft entspringt, die das Wasser bei seinem Austritt aus dem Rade besitzt.

Der Effektverlust beim Uebertritt des Wassers aus dem Leitkurvenapparat in das Rad ist nach (5)

$$J = \frac{Q\varrho}{2g}[(m u_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2].$$

Der Verlust, welcher durch die lebendige Kraft entsteht, die das Wasser bei seinem Austritt aus dem Rade besitzt, ist:

$$\frac{Q\varrho}{2g} w^2 = \frac{Q\varrho}{2g}(u_1^2 + v_1^2 - u_1 v_1 \cos.\gamma).$$

Es ist demnach:

$$E_n = \varrho Q H - \frac{Q\varrho}{2g}[(mu_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2] - \frac{Q\varrho}{2g}(u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 \cos.\gamma) \qquad (17)$$

oder auch:

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = 1 - \frac{1}{2gH}[(mu_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2] - \frac{1}{2gH}(u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 \cos.\gamma) \qquad (18)$$

Eliminirt man aus dieser Gleichung vermittelst (11) den Werth von $(m u_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2$ und berücksichtiget, dass $u = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} u_1$ und $\frac{v_2}{v_1} = \frac{R_2}{R_1}$ ist, so findet man:

$$\frac{E_n}{Q\varrho H} = 2\frac{v_1^2}{2gH}\left[\frac{u_1}{v_1}\left(\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos.\alpha + \cos.\gamma\right) - 1\right].$$

Substituirt man hier endlich für $\frac{u_1}{v_1}$ den Werth, welcher aus (12) folgt, so erhält man:

$$\frac{E_n}{\varrho Q H}=2\frac{v_1^2}{2gH}\left[\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\cos.\alpha+\cos.\gamma}{1+m^2+n^2}\left\{\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{k}\frac{R_2}{R_1}\cos.\beta+\sqrt{\left(1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2+\frac{2gH}{v_1^2}\right)(1+m^2+n^2)+\left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{k}\right)^2\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\cos.^2\beta}\right\}-1\right] \tag{19}$$

Setzt man der Kürze wegen:

$$\left.\begin{aligned}
1-\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\cos.\alpha+\cos.\gamma}{1+m^2+n^2}\cdot\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{k}\cos.\beta&=A\\
\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\cos.\alpha+\cos.\gamma}{\sqrt{1+m^2+n^2}}&=B.\\
1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2+\frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{k}\cos.\beta\right)^2}{1+m^2+n^2}&=C.\\
\frac{\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{k}\frac{R_2}{R_1}\cos.\beta}{1+m^2+n^2}&=D.\\
\frac{v_1^2}{2gH}&=x,
\end{aligned}\right\} \tag{20}$$

so können die Gleichungen (12), (13) und (20) geschrieben werden, wie folgt:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{u_1}{v_1}&=D+\sqrt{\frac{\frac{1}{x}+C}{1+m^2+n^2}}\\
\frac{U}{\sqrt{2gH}}&=\frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\left\{D\sqrt{x}+\sqrt{\frac{1+Cx}{1+m^2+n^2}}\right\}\\
\frac{E_n}{\varrho Q H}&=-2Ax+2B\sqrt{x+Cx^2}
\end{aligned}\right\} \tag{21}$$

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = 2\frac{v_1^2}{2gH}\left[\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\cos.\alpha+\cos.\gamma}{1+m^2+n^2}\left\{\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{k}\frac{R_2}{R_1}\cos.\beta+\sqrt{\left(1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2+\frac{2gH}{v_1^2}\right)(1+m^2+n^2)+\left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{k}\right)^2\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\cos.^2\beta}\right\}-1\right] \tag{19}$$

Setzt man der Kürze wegen:

$$\left.\begin{aligned}
1-\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\cos.\alpha+\cos.\gamma}{1+m^2+n^2}\cdot\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{k}\cos.\beta &= A\\
\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\cos.\alpha+\cos.\gamma}{\sqrt{1+m^2+n^2}} &= B.\\
1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2+\frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{k}\cos.\beta\right)^2}{1+m^2+n^2} &= C.\\
\frac{\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{k}\frac{R_2}{R_1}\cos.\beta}{1+m^2+n^2} &= D.\\
\frac{v_1^2}{2gH} &= x,
\end{aligned}\right\} \tag{20}$$

so können die Gleichungen (12), (13) und (20) geschrieben werden, wie folgt:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{u_1}{v_1} &= D+\sqrt{\frac{\frac{1}{x}+C}{1+m^2+n^2}}\\
\frac{U}{\sqrt{2gH}} &= \frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\left\{D\sqrt{x}+\sqrt{\frac{1+Cx}{1+m^2+n^2}}\right\}\\
\frac{E_n}{\varrho Q H} &= -2Ax+2B\sqrt{x+Cx^2}
\end{aligned}\right\} \tag{21}$$

Die bis hieher aufgefundenen Resultate enthalten die vollständige Theorie der Turbinen. Welchen Einfluss die verschiedenen Abmessungen der Maschine auf den Effekt und auf die Bewegung des Wassers haben, wird sich später zeigen, wenn die Bedingungen des grössten Nutzeffektes aufgesucht werden.

Aus der zweiten der Gleichungen (21) erkennt man den Einfluss der Abmessungen des Rades und seiner Geschwindigkeit auf die Austrittsgeschwindigkeit U. So wie die Geschwindigkeit des Rades zunimmt, wächst x und mithin auch U. Wenn die Höhe der Schützenöffnung geändert wird, ändert sich auch die Austrittsgeschwindigkeit. Bei der *Fourneyron*'schen Turbine ändert sich mit der Höhe der Schützenöffnung der Werth von Ω; Ω_2 und Ω_1 blieben hingegen ungeändert. Wird der Schützen mehr aufgezogen, so wächst auch Ω, die Werthe von m und n nehmen ab, und C und D werden etwas grösser, allein nicht in dem Maasse als Ω zunimmt. Wird die Höhe der Schützenöffnung vermindert, so nimmt Ω ab, m und n werden grösser, C und D kleiner, aber wiederum nicht in dem Maasse als Ω kleiner geworden ist. Die Ausflussgeschwindigkeit U wächst also bei dieser Turbine, wenn die Höhe der Schützenöffnung kleiner gemacht wird und nimmt ab, wenn der Schützen mehr aufgezogen wird.

Bei der *Cadiat*'schen und *Schott*'schen Turbine sind die Vorrichtungen zur Regulirung der Wassermenge, welche man auf das Rad wirken lassen will, am äusseren Umfange angebracht. Bei diesen Turbinen sind also die Werthe von Ω und Ω_2 constant, und Ω_1 wird grösser oder kleiner gemacht, je nachdem man mehr oder weniger Wasser auf das Rad wirken lassen will. Bei diesen Turbinen ändert sich m und n in dem Sinne und Maasse als sich Ω_1 ändert, C und D dagegen im entgegengesetzten Sinne, und in geringerem Maasse. Die zweite der Gleichungen (21) zeigt daher, dass bei dieser Turbine die Aenderungen von U und die Aenderung von Ω_1 in demselben Sinne erfolgen.

Da alle in dieser Gleichung erscheinenden Grössen nur Verhältnisszahlen sind, so geht daraus hervor, dass das Verhältniss $\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ nicht von den absoluten Dimensionen der Maschine, sondern nur von den Verhältnissen derselben abhängt. Bei zwei geometrisch ähnlich konstruirten Maschinen ist daher das Verhältniss $\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ gleich gross.

Es wird sich in der Folge bei den numerischen Berechnungen zeigen, dass der Werth von C und D so wie auch der Werth von x nicht sehr stark veränderlich sind. Das Verhältniss $\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ richtet sich daher vorzüglich nach dem Werth von $\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}$. Bei der *Fourneyron*'schen Turbine ist $\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}$ nie viel von der Einheit verschieden, bei der *Cadiat*'schen und *Schott*'schen Turbine ist dagegen $\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}$ sehr klein. Das Wasser strömt daher bei den letztern Anordnungen viel, oft zehnmal langsamer aus, als bei den ersteren.

Diese allgemeinen Ergebnisse über das Ausströmen des Wassers aus dem Leitkurvenapparat, stimmen vollkommen mit den Beobachtungen überein, welche in dieser Beziehung an bestehenden Turbinen angestellt worden sind.

Aus der dritten der Gleichungen (21) ersieht man, dass das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt des Rades und dem absoluten Effekt des Motors von der Höhe des Gefälles, von der absoluten Grösse des Rades, von der Gestalt der Radkurven und von der Grösse der Tauchung unabhängig ist. Von der theoretischen Seite betrachtet, sind daher die Turbinen für alle Gefälle gleich gut zu benutzen, was eine sehr schätzbare, keinem der übrigen Wasserräder zukommende Eigenschaft ist. Sehr wichtig ist es in praktischer Hinsicht, wenn es sich um die Benutzung von kleinen Gefällen handelt, dass die Turbine ohne (merklichen) Nachtheil im Unterwasser eingetaucht seyn kann.

Es ist nämlich gewöhnlich bei kleinen Gefällen der Wasserstand in den Kanälen sehr veränderlich, was für die Wirkung der unterschlächtigen Wasserräder höchst nachtheilig ist. Wenn man aber in diesem Falle eine Turbine anwendet und das Rad so tief legt, dass es bei dem niedrigsten Wasserstand im unteren Kanal doch noch ganz eingetaucht ist, so kann man mit derselben die vorhandene Wasserkraft immer gleich gut benutzen.

Die letzte der Gleichungen (21) zeigt ferner, dass der Nutzeffect des Rades von dem Verhältnisse gewisser Dimensionen des Rades abhängt, indem mit den Grössen A B C, die Functionen

der Dimensionen der Maschine sind, der Werth von $\frac{E_n}{\varrho Q H}$ veränderlich ist. Endlich zeigt dieselbe Gleichung, dass der Nutzeffect des Rades von dem Verhältniss x, zwischen der äusseren Umfangsgeschwindigkeit, und der Geschwindigkeit $\sqrt{2gH}$, welche dem Gefälle entspricht, abhängig ist. Ist $x = o$, so ist $v_1 = o$ und $\frac{E_n}{\varrho Q H} = o$. Es wird aber $\frac{E_n}{\varrho Q H}$ auch für einen gewissen endlichen Werth von x, also auch für eine gewisse endliche Geschwindigkeit des Rades, gleich Null. Dies tritt für denjenigen Werth von x ein, für welchen

$$2A - 2B\sqrt{\frac{1}{x} + C} = o \text{ ist.}$$

d. h. für

$$x = \frac{B}{A - BC} \tag{22}$$

Es ist klar, dass dieser Werth von x derjenigen Geschwinkeit entspricht, welche das Rad annimmt, wenn es, ohne irgend einen Widerstand zu überwinden, ganz leer läuft. Da es nur zwei Geschwindigkeiten gibt, bei welchen der Effect verschwindet, und innerhalb dieser Grenzen stetige Aenderungen des Effectes vorkommen, so muss es nothwendiger Weise eine gewisse Geschwindigkeit geben, bei welcher eine Turbine von bestimmten Abmessungen das Maximum des Effectes liefert.

Wir wollen nun diese Geschwindigkeit und Alles, was damit zusammenhängt, zu bestimmen suchen.

Vortheilhafteste Geschwindigkeit einer Turbine von bestimmten Abmessungen und bei bekannter Höhe der Schützenöffnung.

Diese vortheilhafteste Geschwindigkeit ist diejenige, für welche der Differenzialquotient: $d\frac{\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)}{dx}$ verschwindet. Aus der dritten der Gleichungen (21) folgt:

$$\frac{d\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)}{dx} = -2A + 2B\frac{1 + 2Cx}{2\sqrt{x + Cx^2}} = 0.$$

Bezeichnet man den aus dieser Gleichung sich ergebenden Werth durch $(x)_{max.\,r}$, um damit anzudeuten, dass sich derselbe auf das Maximum des Effectes relativ einer bestimmten Construction des Rades bezieht, so findet man:

$$(x)_{max.\,r} = \frac{1}{2C}\left\{-1+\frac{1}{\sqrt{1-C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\} \tag{23}$$

Bezeichnen wir ferner durch $\left(\frac{E_n}{Q\varrho H}\right)_{max.\,r.}$ $(v_1)_{max.\,rel.}$ $(U)_{max.r.}$ die Werthe, welche $\frac{E_n}{Q\varrho H}$, v_1 U für diesen Werth von x annehmen, so erhält man durch Substitution des obigen Werthes von x in die Gleichungen (21)

$$\frac{E}{Q\varrho H_{max.\,r.}} = \frac{A}{C}\left\{1-\sqrt{1-C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right\} \tag{24}$$

$$(v_1)_{max.r.} = \sqrt{(x)_{max.\,r.}}\cdot\sqrt{2gH}. \tag{25}$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r.} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\left[D\sqrt{(x)_{max.r.}}+\sqrt{\frac{1+C(x)_{max.\,r.}}{1+m^2+n^2}}\right] \tag{26}$$

$$(Q)_{max.r.} = \Omega k\,(U)_{max.\,r.} \tag{27}$$

Es unterliegt keinem Zweifel, dass diese Formeln etwas zu grosse Werthe geben müssen, da in der Ableitung derselben die verschiedenen Nebenhindernisse und Störungen in der regelmässigen Bewegung des Wassers vernachlässiget wurden. Es wird sich in der Folge bei den numerischen Berechnungen zeigen, dass die erhaltenen Resultate zwar etwas zu grosse Zahlenwerthe geben, in jeder Hinsicht aber mit den beobachteten Erscheinungen im Einklange sind.

Bedingungen, welche bei einer Turbine erfüllt werden müssten, um das absolute Maximum des Effectes zu erhalten, dessen diese Maschine fähig ist.

Die Theorie einer Maschine ist vorzüglich von Wichtigkeit, um die Umstände kennen zu lernen, unter welchen dieselbe bei einem gewissen Kraftaufwand des Motors den grössten Nutzeffect hervorzubringen vermag; denn wenn man diese Bedingungen vollständig und genau kennt, so sind durch sie die Regeln gegeben, nach denen die Maschine zu bauen ist. Bei einer Maschine, die zur Benutzung einer Wasserkraft dient, kann man die Bedingungen des grössten Nutzeffectes leicht mit Worten aussprechen. Es muss nämlich das Wasser ohne Stoss in die Maschine eintreten, während seines Verweilens in der Maschine keine plötzlichen Geschwindigkeitsänderungen erleiden und ohne alle Geschwindigkeit die Maschine in einem Punkte verlassen, der nicht über dem Spiegel des Unterwassers liegt.

Es ist aber nun die Frage, welche Verhältnisse die Abmessungen der Maschine haben müssen, und in welchem Bewegungszustand sie sich befinden muss, damit diese drei Umstände wirklich eintreten können?

Bei den gewöhnlichen Wasserrädern liegt schon in der Art, wie das Wasser in das Rad eintritt, eine theoretische Unmöglichkeit, den totalen Effekt der Wasserkraft nutzbringend zu machen.

Bei den Turbinen hingegen ist es allerdings unter gewissen Umständen theoretisch möglich, dass der Nutzeffekt dem absoluten Effekt des Motors gleich wird, was nun gezeigt werden soll.

Aus der Gleichung (18) folgt: dass $E_n = \varrho Q H$ wird, wenn man folgenden Bedingungen genügen kann:

$$(m\,u_1 - v_2)^2 + n^2\,u_1^2 = o$$

$$u_1^2 + v_1^2 - 2\,u_1\,v_1\,cos.\,\gamma = o.$$

Der letzteren dieser Bedingungen wird Genüge geleistet, wenn:

$$u_1 = v_1 \text{ und } \gamma = o$$

wird. Der ersteren dieser Bedingungsgleichungen kann nur entsprochen werden, wenn:

$$m\,u_1 = v_2 \text{ und } n = o$$

genommen wird. Die dritte dieser Beziehungen wird wegen der ersten, und weil $\frac{v_2}{v_1} = \frac{R_2}{R_1}$ ist

$$m = \frac{R_2}{R_1}.$$

Die Bedingungen der vortheilhaftesten Wirkung der Turbine sind demnach:

$$u_1 = v_1$$
$$\gamma = o$$
$$m = \frac{R_2}{R_1}$$
$$n = o$$

oder auch, wenn man für m und n die Werthe setzt, welche die Gleichungen (4) darbieten:

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= v_1 \\ \gamma &= o. \\ \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta &= o \\ \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta &= \frac{R_2}{R_1} \end{aligned}\right\} \quad (28)$$

aus diesen Gleichungen folgt auch:

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= v_1, \\ \gamma &= o. \\ \frac{\Omega_2}{\Omega k} &= \frac{\sin.\beta}{\sin.\alpha.} \\ \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} &= \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin.\beta}{\sin.(\alpha+\beta)} \end{aligned}\right\} \quad (29)$$

Damit $u_1 = v_1$ werde, muss das Rad eine gewisse Geschwindigkeit haben, welche wir aus der 9ten der Gleichungen (21) leicht ausfindig machen können. Diese Gleichung wird nämlich für $u_1 = v_1$

$$D + \sqrt{\frac{\frac{1}{x} + C}{1 + m^2 + n^2}} = 1 \quad (30)$$

Für das absolute Maximum des Effektes ist aber:

$$m = \frac{R_2}{R_1}\, n = o.\ \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin.\beta}{\sin.(\alpha+\beta)}.$$

Die Werthe von C und D, welche die Gleichungen (20) enthalten, werden daher:

$$D = \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2}{1+\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2} \cdot \frac{\sin.\,\alpha\,\cos.\,\beta}{\sin.\,(\alpha+\beta)}.$$

$$C = 1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2+\frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^4}{1+\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2} \cdot \frac{\sin.^2\alpha\,\cos.^2\beta}{\sin.^2(\alpha+\beta)}$$

Vermittelst dieser Werthe von C und D und von m und n folgt aus der Gleichung (30):

$$\frac{1}{x} = \left(1-\frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2}{1+\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2} \cdot \frac{\sin.\,\alpha\,\cos.\,\beta}{\sin.\,(\alpha+\beta)}\right)^2 \left(1+\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right) -$$

$$-\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2+\frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^4}{1+\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2} \frac{\sin.^2\alpha\,\cos.^2\beta}{\sin.^2(\alpha+\beta)}\right]$$

oder nach einigen Reductionen:

$$\frac{1}{x} = 2\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{\cos.\,\alpha\,\sin.\,\beta}{\sin.\,(\alpha+\beta)}$$

Es ist aber auch:

$$\frac{1}{x} = \frac{2gH}{v_1^2}.$$

Daher erhält man durch Gleichsetzung dieser Werthe von $\frac{1}{x}$:

$$v_1 = \frac{R_1}{R_2}\sqrt{2g\,\frac{\sin.\,(\alpha+\beta)}{\sin.\,\beta\,\cos.\,\alpha}}.$$

Ferner findet man, weil: $v_2 = \frac{R_2}{R_1} v_1$ und wegen (28)

$$U = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} u_1 = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} v_1 = v_1 \cdot \frac{R_2}{R_1} \frac{sin.\ \beta}{sin.\ (\alpha+\beta)}$$

ist:

$$v_2 = \sqrt{g H \frac{sin.\ (\alpha+\beta)}{sin.\ \beta\ cos.\ \alpha}}. \tag{31}$$

$$U = \sqrt{g H. \frac{sin.\ \beta}{cos.\ \alpha\ sin.\ (\alpha+\beta)}} \tag{32}$$

Vermittelst dieser letzten Gleichung kann man nun auch den Werth von q bestimmen, welcher dem absoluten Maximum des Effektes entspricht. Aus den Gleichungen (2) und (32) ergibt sich nämlich durch Elimination von U:

$$\frac{A-q}{\varrho} = H. \left\{ \frac{1}{2} \cdot \frac{sin.\ \beta}{cos.\ \alpha\ sin.\ (\alpha+\beta)} - 1 \right\} - h. \tag{33}$$

Wir können nun sagen: das absolute Maximum des Effektes verlange die Realisirung folgender Bedingungen:

$$\left.\begin{aligned} v_2 &= \sqrt{g H. \frac{sin.\ (\alpha+\beta)}{sin.\ \beta\ cos.\ \alpha}} \\ \gamma &= o \\ \frac{sin.\ \beta}{sin.\ \alpha} &= \frac{\Omega_2}{\Omega k}. \\ \frac{R_2}{R_1} \frac{sin.\ \beta}{sin.\ (\alpha+\beta)} &= \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \end{aligned}\right\} \tag{34}$$

und wenn diesen Anforderungen entsprochen werden kann, was in Folgendem untersucht werden wird, so ist für den vollkommensten Zustand der Maschine:

$$U = \sqrt{g H . \frac{\sin. \beta}{\cos. \alpha \sin. (\alpha + \beta)}}$$

$$\frac{A - q}{\varrho} = H . \left\{ \frac{1}{2} . \frac{\sin. \beta}{\cos. \alpha \sin. (\alpha + \beta)} - 1 \right\} - h. \qquad (35)$$

Da die 4 Gleichungen (34) 4 Grössen bestimmen, so können die übrigen willkürlich angenommen werden. Für die praktische Construction ist es am zweckmässigsten $R_1 R_2 \alpha . \beta$ schicklich zu wählen, wozu später eine Anleitung gegeben werden soll, und dann werden durch (34) die Grössen: $v_2 \gamma$, $\frac{\Omega_2}{\Omega} \frac{\Omega_1}{\Omega}$ bestimmt.

Die Bedingungen des absoluten Effektes fordern demnach: 1) eine gewisse Geschwindigkeit des Rades. 2) Ein an den äussern Umfang des Rades tangentiales Ausströmen des Wassers. 3) Gewisse Verhältnisse zwischen den Querschnitten der Radkurven und Leitkurvenkanäle.

Wir wollen nun sehen, ob diesen Anforderungen praktisch ganz genau entsprochen werden kann, wobei es nothwendig wird, auf die besonderen Einrichtungen der verschiedenen Turbinen Rücksicht zu nehmen.

Bedingungen, welche bei den verschiedenen Arten von Turbinen erfüllt werden müssen, damit dieselben entweder das absolute Maximum, oder doch einen guten Effect zu geben im Stande sind.

A. Die Turbine von Fourneyron.

Der Bedingung der vortheilhaftesten Geschwindigkeit des Rades kann bei dieser Maschine vollkommen Genüge geleistet werden: denn bei dieser Anordnung haben α und β bestimmte, von o verschiedene, Werthe. Daher erhält auch v_2 einen bestimmten, endlichen Werth. *Fourneyron* nimmt immer $\beta = 90°$ an, so dass die Radkurven den inneren Umfang des Rades senkrecht durchschneiden; und dann wird $v_2 = \sqrt{g H} = 0.7 \sqrt{2 g H}$. Diese Geschwindigkeit ist nun allerdings im Verhältniss $\frac{7}{5}$ grösser als die vortheilhafteste Geschwindigkeit, welche sich aus den Versuchen mit von *Fourneyron* erbauten Turbinen ergeben hat, allein wir haben obiges Resultat: $v_2 = o.7 \sqrt{2 g H}$ nur unter der Voraus-

setzung gefunden, dass keine Reibungen und Störungen in der Bewegung des Wassers vorkommen, und dass den Bedingungen des absoluten Maximums des Effectes vollkommen entsprochen worden sey; es musste also nothwendig durch die Rechnung eine etwas zu grosse Geschwindigkeit zum Vorschein kommen. Führt man die Dimensionen von wirklich ausgeführten Turbinen in die allgemeinen Gleichungen ein, welche für jede Anordnung gelten, so erhält man Resultate, welche mit den beobachteten sehr nahe übereinstimmen, was in der Folge gezeigt werden soll.

Der Bedingung $\gamma = o$ könnte man zwar genau entsprechen, allein man thut dies in der Praxis doch nicht, weil der nachtheilige Einfluss, welcher auf den Effekt entsteht, wenn man γ statt o zu machen ziemlich klein annimmt, für die Praxis von gar keiner Bedeutung ist.

Um die dritte der Gleichungen (34) auf die Turbine von *Fourneyron* anzuwenden, müssen wir in dieselbe die Werthe

$$\Omega = \iota s \delta \qquad \Omega_1 = \iota_1 s_1 \delta_1$$

substituiren, und dann erhält man

$$\frac{i_1 s_1 \delta_1}{k\, i\, s\, \delta} = \frac{sin.\ \beta}{sin.\ \alpha.} \tag{36}$$

Man überzeugt sich leicht, dass dieser Bedingung unter zweierlei Umständen vollkommen genau entsprochen werden könnte: 1) Wenn unendlich viele und unendlich dünne Rad- und Leitkurven genommen werden könnten, ferner der Schützen bis zur Höhe des Rades aufgezogen und die Contraktion des Wasserstrahls ganz beseitiget würde, d. h. wenn $i = \infty$ $i_1 = \infty$ $\delta = \delta_1$ $k = 1$. 2) Wenn weder der innere Umfang des Rades, noch die Leit- und Radkurven gekrümmt wären, der Schützen bis zur Höhe des Rades aufgezogen und die Contraktion vermieden würde. In beiden Fällen würde das Wasser als eine ungetheilte Masse aus dem Leitkurvenapparat in das Rad übertreten. Nun bilden aber bei der Turbine von *Fourneyron* die aus den verschiedenen Leitkurvenkanälen austretenden Wassermassen keilförmige Strahlen, die durch keilförmige Räume, welche wir „schädliche Räume" nennen wollen, von einander getrennt sind, und diese sind eine Unvollkommenheit dieser Turbine, welche man zwar, wie später gezeigt werden wird, bei zweckmässiger Wahl des Winkels α ziemlich, aber doch nie ganz beseitigen kann. Der Bedingung, dass der Schützen ganz aufgezogen seyn soll, kann man zwar

praktisch leicht genügen, wenn nur immer eine ganz bestimmte unveränderliche Wassermenge auf das Rad zu wirken hätte. Nun sind aber die Wasserquantitäten der Bäche und Flüsse mit den Witterungsverhältnissen sehr veränderlich und reichen bei trockener Witterung gewöhnlich nicht hin, um die zum Betriebe der Maschine erforderliche Kraft zu liefern; es ist daher vorzüglich von Wichtigkeit, dass eine hydraulische Kraftmaschine mit kleinen Wasserquantitäten vortheilhafter arbeitet, als mit grossen, denn wenn Ueberfluss an Wasser vorhanden ist, hat es nichts auf sich, wenn die Maschine keinen günstigen Nutzeffekt entwickelt. Bei der Turbine findet nun aber gerade das Gegentheil statt, denn die Höhe des Rades muss nach der grösseren Wasserquantität, welche man auf das Rad wirken lassen will, eingerichtet werden; bei Wassermangel sieht man sich daher veranlasst, die Höhe der Schützenöffnung zu vermindern, was zur Folge hat, dass dann das Verhältniss $\frac{E_n}{\varrho Q H}$ abnimmt, so dass also der Nutzeffekt in einem grössern Maasse abnimmt, als die Wassermenge kleiner geworden ist.

Um den constructiven Schwierigkeiten eines Rades mit Kanälen, deren Höhe kontinuirlich verändert werden könnten, und dem Nachtheile eines Rades von constanter Höhe zu entgehen, hat *Fourneyron* das Rad durch eine oder zwei Zwischenkronen aus Eisenblech in mehrere Abtheilungen getheilt. Die untere Abtheilung ist zur Aufnahme der kleinsten, die untere und mittlere zur Aufnahme der mittleren und alle drei Abtheilungen sind zur Aufnahme der grössten Wassermenge bestimmt. Wenn diese Zwischenkronen nicht so viele Arbeit und Kosten verursachten, könnte man deren in grösserer Anzahl bei jedem etwas hohen Rade anbringen, und dann würde man allerdings grössere und kleinere Wasserquantitäten gleich gut benutzen können.

Die 4te der Gleichungen (34) wird, wenn man in derselben

$$\Omega = i s \delta \quad \Omega_1 = i_1 s_1 \delta_1$$

setzt:

$$\frac{i_1 s_1 \delta_1 k_1}{i s \delta k} = \frac{R_2}{R_1} \frac{sin.\beta}{sin.(\alpha+\beta)}.$$

Hieraus folgt:

$$s_1 = \frac{k}{k_1} \frac{\delta}{\delta_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{sin.\beta}{sin.(\alpha+\beta)} \cdot s. \qquad (37)$$

Dieser Bedingungs-Gleichung kann für eine bestimmte Höhe der Schützenöffnung, d. h. für ein bestimmtes Verhältniss von $\frac{\delta}{\delta_1}$, sehr leicht entsprochen werden, denn es ist hierzu nur nothwendig die äussere Weite s_1 der Radkanäle so gross zu machen, als die Gleichung (37) angibt. Wollte man aber dem Gesetze (37) für jede Höhe der Schützenöffnung genügen, so müsste eine Anordnung getroffen werden, mit welcher es möglich würde, mit der Höhe der Schützenöffnung gleichzeitig die Weite s_1 der Radkanäle zu reguliren. Allein die Anzahl dieser letzteren ist so gross, dass es zu grossen Complicationen in dem Bau des Rades führen würde, wenn man die Radkanäle zum Reguliren ihrer Ausflussöffnungen einrichten wollte; es bleibt daher nichts Anderes übrig, als die Winkel s_1 der Radkanäle vermittelst der Gleichung (37) unter der Voraussetzung $\delta = \delta_1$ zu bestimmen und es sich gefallen zu lassen, dass auch aus diesem Grunde der Nutzeffekt des Rades für kleinere Höhen der Schützenöffnung kleiner ausfällt, als bei grösseren, obgleich, wie schon früher erklärt wurde, das Gegentheil zu wünschen wäre. Für die Voraussetzung $\delta = \delta_1$ wird aber:

$$s_1 = \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin.\beta}{\sin.(\alpha + \beta)} s. \qquad (38)$$

welche Gleichung eine sehr wichtige Dimension der Maschine bestimmen lehrt.

B. Die Turbine von Cadiat.

Da diese Turbine keine Leitschaufeln hat, so strömt das Wasser nach radialer Richtung aus dem Zuleitungsapparat aus. Wenn die Turbine keine Teller hat, so gleitet das Wasser an dem sich schnell drehenden Radkörper gegen den inneren Umfang hin und dadurch können allerdings die in der Nähe des Radkörpers fliessenden Wassertheilchen durch die Reibung an denselben ein wenig von der radialen Richtung abgelenkt werden, so dass für diese Wassertheilchen der Winkel $\alpha < 90^\circ$ wird; allein auf die gesammte Wassermasse kann diese Reibung keinen merklichen Einfluss haben, so dass wir also bei dieser Anordnung $\alpha = 90^\circ$ setzen müssen. Die erste der Gleichungen (34) und die beiden Gleichungen (35) werden aber für $\alpha = 90^\circ$.

$$v_2 = \infty \quad U = \infty \quad q = -\infty$$

Diese Ergebnisse, welche mit der Natur der Sache im Widerspruche sind, da es nicht möglich ist, dass $q < 0$ wird, rühren von dem Umstande her, dass wir vorausgesetzt haben, das Wasser fülle die Radkanäle vollkommen aus, was aber nicht mehr der Fall seyn kann, wenn einmal die Geschwindigkeit des Rades eine gewisse endliche Grenze überschreitet, weil sodann durch den energischen Einfluss der Centrifugalkraft des Wassers aus dem Rade so heftig hinausgeschleudert wird, dass die Wasserstrahlen abgerissen und in einzelne Wassertheilchen aufgelöst werden. Wir dürfen daher aus dem Rechnungsresultat nicht folgern, dass sich diese Turbine ohne Leitkurven, um das Maximum des Effektes zu liefern, unendlich schnell bewegen müsste und dass in diesem Bewegungszustande das Wasser unendlich schnell aus dem Zuleitungsapparat ausströmen würde; wohl aber sind wir berechtigt zu schliessen, dass innerhalb derjenigen Grenze, von welcher an eine Trennung der Wassertheilchen in den Strahlen des Rades eintritt, keine Geschwindigkeit liegt, bei welcher das absolute Maximum des Effektes anzutreffen wäre.

Wendet man, was in der Folge geschehen wird, die allgemeinen Gleichungen (21) und (23) bis (26) auf wirklich bestehende Turbinen an, so findet man für $(v_2)_{max.r.}$ und U einen endlichen Werth, und zwar wird $(v_2)_{max.r.}$ immer nahe so gross wie bei einer Turbine nach der Construction von *Fourneyron*, und U wird sogar vielmal kleiner.

Hieraus geht hervor, dass sich die vortheilhafteste Geschwindigkeit der Turbine ohne Leitschaufeln in der Nähe der günstigsten Verhältnisse sehr schnell mit den Dimensionen der Maschine ändert, so dass, wenn die Querschnitts-Verhältnisse der Kanäle nur äusserst wenig von denjenigen abweichen, welche unsere Theorie für das absolute Maximum des Effektes fordert, alsogleich die vortheilhafteste Geschwindigkeit für diese äussert wenig unrichtige Construction des Rades einen endlichen gar nicht grossen Werth annimmt.

Da es uns nicht möglich ist, der Bedingung wegen der Geschwindigkeit zu genügen, so wollen wir wenigstens suchen, die Stösse, welche bei dem Eintritt des Wassers in das Rad entstehen könnten, zu beseitigen. Zu diesem Behufe dürfen wir aber nicht die 3te und 4te der Gleichungen (34) benutzen, weil diese nur unter der Voraussetzung $u_1 = v_1 = \infty$ gelten; sondern wir müssen auf die Gleichungen

$$\left.\begin{aligned} mu_1 - v_2 &= o \\ n &= o \end{aligned}\right\} \qquad (39)$$

Diese Bedingung ist nun fast ganz genau erfüllt. In der That tritt bei dieser Maschine das Wasser als eine ungetheilte, alle Räume ausfüllende Masse aus dem Zuleitungsapparat in das Rad ein, und die Höhe der ringförmigen Austrittsöffnung stimmt mit jener des Rades vollkommen überein. In Hinsicht auf den Eintritt des Wassers in das Rad ist daher die Turbine von *Cadiat* jener von *Fourneyron* vorzuziehen.

Setzen wir nun in die zweite der Gleichungen (41)

$$\Omega = 2 R_2 \pi \delta. \quad \Omega_1 = i_1 s_1 \delta_1$$

wobei δ_1 die Höhe bezeichnet, bis zu welcher der äussere Schützen aufgezogen ist und δ die Höhe des Rades, so wie auch der ringförmigen Oeffnung des Zuleitungsapparates, so erhalten wir eine Gleichung, aus welcher folgt:

$$s_1 = \frac{2 R_2 \pi \delta k.}{i_1 \quad \delta_1 \; k_1} \frac{1}{f} \frac{R_2}{R_1} \; tang. \; \beta. \qquad (47)$$

Diese Gleichung sagt uns, dass der äussere Querschnitt eines Radkanales eine gewisse unveränderliche Grösse haben soll, was eine Bedingung ist, welcher nur bei einer bestimmten Wassermenge entsprochen werden kann. Es ist daher bei dieser Anordnung nicht möglich, durch Regulirung der äusseren Oeffnungen des Rades es dahin zu bringen, dass bei verschiedenen Wasserquantitäten, die auf das Rad wirken sollen, der Stoss des eintretenden Wassers gegen das im Rade befindliche Wasser ganz vermieden werden kann, was bei der Turbine von *Fourneyron* möglich würde, wenn man mit der Höhe der Schützenöffnung zugleich die Höhe der Radkanäle ändern würde. Die letztere Maschine ist daher in dieser Hinsicht der ersteren vorzuziehen.

Vermittelst der Gleichung (47) bestimmt man die äussere Weite der Radkanäle, und man kann dabei die Bedingung stellen, dass das Rad am vortheilhaftesten arbeiten soll, wenn der Schützen ganz oder zur Hälfte etc. aufgezogen wird.

C. Die Schottische Turbine.

Bei dieser Anwendung ist eine von den Voraussetzungen, welche bei der Entwickelung der Theorie gemacht wurde, nämlich die: dass die Bahnen aller Wassertheilchen übereinstimmen sollen, nicht erfüllt, indem die Formen der Wände eines und desselben Rad-

[illegible] [illegible] [illegible] [

$$\left(\frac{v_1}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.r.} = \sqrt{\frac{1}{2}\frac{\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2}{1+\left(\frac{R_1}{R_2}\right)}} = \frac{\frac{R_1}{R_2}}{\sqrt{2\left(1+\frac{R_1}{R_2}\right)}} \quad (48).$$

$$\left(\frac{E_u}{Q\varrho H}\right)_{max.r.} = \frac{1}{1+\frac{R_2}{R_1}} \quad (49).$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.r.} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cdot \sqrt{\frac{1}{2}\left(1+\frac{R_1}{R_2}\right)} \quad (50)$$

und da $u_1 = \frac{\Omega k U}{\Omega_1 k_1}$ ist.

$$\left(\frac{u_1}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.r.} = \sqrt{\frac{1}{2}\left(1+\frac{R_1}{R_2}\right)} \quad (51).$$

Die Gleichung (49) zeigt, dass es vortheilhaft ist, das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ sehr gross anzunehmen. Nehmen wir z. B., wie es gewöhnlich bei dieser Turbine der Fall ist, $\frac{R_1}{R_2} = 3$ an, so finden wir mit obigen Formeln

$$\frac{v_1}{\sqrt{2gH}} = 1{\cdot}05 \qquad \left(\frac{E_u}{\omega\varrho H}\right) = 0{\cdot}75, \qquad \frac{u_1}{\sqrt{2gH}} = 1{\cdot}41$$

woraus zu ersehen ist, dass diese Anwendung von Turbinen ziemlich gute Resultate verspricht.

Für den Fall, dass β nicht gleich 90°, sondern etwas kleiner wäre, ist es für die Berechnung der Turbine am zweckmässigsten, die allgemeinen Gleichungen (4) und (20) bis (26) anzuwenden.

Ueber den Einfluss, den bei den Turbinen mit Leitkurven die Winkel α und β auf die Geschwindigkeit haben, mit welcher das Wasser aus den Leitkurven ausströmt.

Wir haben gesehen, dass es, um die Bedingungen des absoluten Maximums des Effektes zu erfüllen erlaubt ist, die Winkel α und β nach Belieben anzunehmen. Diese Willkür hat jedoch ihre Grenzen, welche aus den Gleichungen (34), (35), (38) erkannt werden. Damit

nämlich U v_2 und s_1 positive endliche Werthe erhalten, muss $\alpha < 90^0$ und $(\alpha+\beta) < 180^0$ seyn. Würde $\alpha > 90$ und $\beta + \alpha > 180^0$ gewonnen, so fällt zwar U und v_2 positiv und endlich aus, s_1 wird aber negativ. Wird $\alpha < 90$ und $(\alpha+\beta) > 180^0$ genommen, so wird v_2 und U imaginär und s_1 negativ. Wird endlich $\alpha > 90$ und $(\alpha+\beta) < 180^0$ angenommen, so wird v_2 und U imaginär in s_1 positiv endlich.

Die verschiedenen Anordnungen von Turbinen, welche man erhält, wenn den Winkeln α und β innerhalb der Grenzen, $\alpha < 90$ $\alpha + \beta < 180$ alle möglichen Werthe ertheilt werden, lassen sich in drei Klassen eintheilen, von denen jede eine besondere charakteristische Eigenschaft besitzt.

Die erste Klasse von Turbinen umfasst alle diejenigen Anordnungen, für welche

$$2\,\alpha+\beta < 180^0$$

ist. Für diese Beziehung wird nämlich

$$\frac{sin.\ \beta}{cos.\ \alpha\ sin.\ (\alpha+\beta)} = 2\,\frac{sin.\ \beta}{sin.\ (2\,\alpha+\beta)+sin.\ \beta} < 2.$$

Demnach wegen der Gleichungen (35)

$$U < \sqrt{2gH}$$

und

$$q > A.$$

Es strömt demnach in diesem Falle das Wasser aus dem Leitkurvenapparat mit einer Geschwindigkeit aus, die kleiner ist, als diejenige, welche der Gefällshöhe entspricht, und die wechselseitige Pressung zwischen den Wassertheilchen am innern Umfange des Rades und nach der Richtung ihrer Bewegung fällt grösser aus, als der atmosphärische Druck. Bei den Turbinen, welche *Fourneyron* erbaut hat, ist eine $2\,\alpha + \beta < 180$. Diese Maschinen gehören daher in diese erste Klasse.

Zur zweiten Klasse der Turbinen gehören diejenigen Constructionen, für welche

$$2\,\alpha + \beta = 180^0 \text{ ist.}$$

Unter dieser Voraussetzung wird

$$\frac{sin.\ \beta}{cos.\ \alpha\ sin.\ \beta\ (\alpha+\beta)} = 2\,\frac{sin.\ \beta}{sin.\ (2\,\alpha+\beta)+sin.\ \beta} = 2$$

und

$$U = \sqrt{2gH}$$

$$q = A + h\varrho$$

oder wenn die Turbine nicht im Unterwasser eingetaucht ist:

$$q = A.$$

Bei dieser Klasse von Turbinen strömt daher das Wasser mit derjenigen Geschwindigkeit aus, welche der Druckhöhe entspricht, und der Druck q wird gleich dem Druck der Atmosphäre.

Die dritte Klasse ist endlich diejenige, für welche

$$2\alpha + \beta > 180°.$$

Dann wird:

$$\frac{\sin.\beta}{\cos.\alpha \sin.(\alpha+\beta)} = 2\,\frac{\sin.\beta}{\sin.(\alpha+2\beta)+\sin.\beta} > 2$$

und dann wird

$$U > \sqrt{2gH}.$$

$$q < A + h\varrho$$

oder wenn wiederum $h = o$ genommen wird

$$q < A.$$

Bei dieser Klasse von Turbinen strömt also das Wasser mit einer Geschwindigkeit aus, die grösser als diejenige ist, welche dem Gefäll entspricht, und der Druck q ist demnach hier $<$ als der athmosphärische.

Vom theoretischen Standpunkte angesehen, würden alle drei Arten von Turbinen gleich guten Effekt liefern können, wenn den Bedingungen des absoluten Maximums des Effektes in jeder Hinsicht vollkommen entsprochen werden könnte. Es ist aber leicht einzusehen, dass für die Praxis die erste Klasse den beiden andern vorzuziehen ist, denn wenn bei den Turbinen der ersten Klasse der Schützen, wenn auch nicht ganz, doch grössentheils aufgezogen ist, so füllt das Wasser die Kanäle nach innen ganz aus, es kann also erst bei einer ganz kleinen Höhe der Schützenöffnung ein unregelmässiges Durchströmen des Wassers durch das Rad eintreten, wo hingegen bei den Turbinen der zweiten und dritten

Klasse die Radkanäle nur dann mit Wasser ganz erfüllt seyn würden, wenn der Schützen bis zur Höhe des Rades aufgezogen wäre.

Hieraus geht also hervor, dass die erste Klasse einen entschieden praktischen Vorzug gegen die zweite und dritte Klasse haben müsse, wir nehmen daher an, dass jederzeit

$$2\alpha + \beta < 180$$

genommen werde. Innerhalb dieser Grenze sind aber noch immer sehr mannigfaltige Anordnungen, theoretisch gleich gut möglich. Verzeichnet man aber für verschiedene Werthe von α die Leitkurvenapparate, so zeigt es sich, dass praktisch nicht alle gleich gut seyn können, denn macht man α sehr klein, so findet eine starke Contraktion des Strahles statt, und die schädlichen keilförmigen Räume werden verhältnissmässig sehr gross. Macht man α ziemlich gross, z. B. 45° so divergiren die Wände der Leitkurvenkanäle, was auch nicht gut seyn kann. Die zweckmässigste Form erhalten die Leitkurvenkanäle immer, wenn α ungefähr 30 bis 33° wird, und um diesen Winkel zu erhalten, muss das letzte Element einer Leitkurve den inneren Umfangskreis des Schützens unter einem Winkel von ungefähr 25° begegnen.

Was den Winkel β betrifft, so wird dieser von *Fourneyron* innen gleich 90° angenommen, ich glaube jedoch, dass es besser ist, β kleiner und zwar ungefähr $= 60°$ zu nehmen, denn die Annahme $\beta = 90°$ hat nur zur Folge, dass die Radkanäle starke Krümmungen erhalten müssen, wenn man die Breite der Radkrone, nämlich $R_1 - R_2$ nicht gar gross machen will, wo man hingegen für $\beta = 60°$ mit schwachen Krümmungen der Radkurven auch ein kleinerer Werth von $R_1 - R_2$ vereinbar ist.

Aus diesen Betrachtungen erhellet, dass man also nur bei einer kleinen Anzahl von Anordnungen, die überdies nicht viel von einander abweichen, praktisch eine gute Wirkung erwarten darf, und diese Anordnungen stimmen, was den Winkel α betrifft, mit den von *Fourneyron* in neuerer Zeit erbauten Turbinen überein, denn bei diesen ist α ungefähr 30 bis 33°.

Vergleichung der drei Arten von Turbinen.

Aus den vorausgegangenen Untersuchungen über die drei Arten von Turbinen geht hervor, dass es praktisch bei keiner derselben möglich ist, den Bedingungen ganz genau zu entsprechen, welche das absolute Maximum des Effektes vorschreibt.

Bei der Turbine von *Fourneyron* entsteht beim Eintritt des Wassers in das Rad wegen der schädlichen keilförmigen Räume eine Störung, die einen Effektverlust zur Folge hat, welcher, wie die später folgenden numerischen Rechnungen zeigen werden, 5 bis 10 % betragen kann. Die übrigen Bedingungen des absoluten Maximums des Effektes können aber erfüllt werden. Diese Maschine verspricht demnach, wenn man die kleinen Störungen, die das Wasser bis zu seinem Austritt aus dem Leitkurvenapparat erfährt, so wie auch die Reibungswiderstände nicht in Anschlag bringt, bei gut gewählten Verhältnissen ungefähr 90 % Nutzeffekt.

Bei der Turbine von *Cadiat* ist es ziemlich genau möglich, die Dimensionen der Maschine so zu wählen, dass bei dem Eintritt des Wassers in das Rad kein nachtheiliger Stoss entsteht, und man kann dies auf sehr verschiedene Weise erreichen, indem man die äussere Weite s_1 der Radkanäle grösser oder kleiner annimmt. In der That, bei dieser Turbine wird der Stoss, welcher beim Eintritt des Wassers in das Rad entstehen kann, beseitiget, wenn man den Gleichungen (42) und (47) genügt. Nimmt man für s_1 einen bestimmten Werth an, so wird durch (47) f und dann durch (42) v_1 bestimmt. Nimmt man dann s_1 grösser oder kleiner an, so fällt der Werth von f im ersteren Falle kleiner, im letzteren grösser aus, als bei der vorhergehenden Annahme von s_1, v_1 dagegen so wie auch $\frac{E_n}{\varrho Q H}$ ändert sich mit s_1 in gleichem Sinne, d. h. die Geschwindigkeit, mit welcher sich der äussere Umfang des Rades bewegen muss, um das einer bestimmten Construktion des Rades entsprechende relative Maximum des Effektes zu erhalten, nimmt immer mehr und mehr zu, je weiter aussen die Radkanäle gemacht werden, und das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt des Rades und dem absoluten Effekt des Motors ist für diejenigen Anordnungen, die eine grössere Geschwindigkeit verlangen, demnach aussen weitere Radkanäle haben, vortheilhafter.

Cadiat hat an den von ihm ausgeführten Turbinen ohne Leitschaufeln beobachtet, dass die vortheilhafteste Geschwindigkeit am äusseren Umfang des Rades $0 \cdot 6 \sqrt{2gH}$ sei. Für diese Turbinen ist demnach

$$v_1 = 0 \cdot 6 \sqrt{2gH} = \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{f^2 - 1}}$$

demnach $f = 1 \cdot 9$, d. h. die Geschwindigkeit des Wassers gegen

das äussere Ende der Radkurven ist nahe doppelt so gross, als die Peripheriegeschwindigkeit des Rades, und nach unserer Theorie zu schliessen, müsste, um damit die vortheilhafteste Geschwindigkeit $0 \cdot 6 \sqrt{2gH}$ ausfallt, der Werth von s_1 so gross seyn, als die Gleichung für $f = 1 \cdot 9$ angibt, was auch in der That der Fall ist, wie später bei den numerischen Rechnungen gezeigt werden wird.

Für $f = 1 \cdot 9$ wird wegen (44), wenn man $\gamma = o$ nimmt

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = 0 \cdot 66,$$

welches Resultat nicht zu Gunsten dieser Maschine spricht. Kann man sich eine grössere Geschwindigkeit des Rades gefallen lassen, so ist es allerdings möglich ein günstigeren Effekt zu erhalten, wenn man die äussere Weite der Kanäle etwas grösser nimmt als *Cadiat.*

Wir haben gesehen, dass bei der *Schott*'schen Turbine die stärker gekrümmten Wände der Radkanäle gegen das eintretende Wasser schlagen, und darin besteht hauptsächlich die Unvollkommenheit dieser Maschine. Der Effektverlust, welcher hieraus entspringt, ist aber doch nicht von so grosser Bedeutung, wenn das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ hinreichend gross genommen wird. Gewöhnlich ist bei dieser Turbine $\frac{R_1}{R_2} = 3$ und dann wird nach (48) und (49)

$$\frac{v_1}{\sqrt{2gH}} = 1 \cdot 05$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = 0 \cdot 75.$$

Die *Schott*'sche Turbine erscheint also im Vergleich mit der Turbine von *Cadiat* in einem günstigeren Lichte.

In Hinsicht auf eine vortheilhafte Benutzung einer Wasserkraft, muss daher die Turbine von *Fourneyron,* da sie 90 % Nutzeffekt verspricht, in den ersten; die *Schott*'sche Turbine, welche 75 % verspricht, in den zweiten; und die Turbine von *Cadiat,* welche 66 % verspricht, in den dritten Rang gestellt werden.

Vergleichen wir nun, wie sich die drei Turbinen in dem Falle verhalten, wenn die Wassermengen veränderlich sind.

Alle drei Anordnungen sind so eingerichtet, dass man grössere oder kleinere Wassermengen aus dem Zuleitungsapparat in das

Rad eintreten lassen kann. Der innere Schützen, mit welchem die Turbine von *Fourneyron* versehen ist, hat den Nachtheil, dass das Wasser die Radkanäle nicht mehr ganz ausfüllt, daher unregelmässig durch das Rad strömt, wenn der Schützen nur wenig aufgezogen wird.

Der äussere Schützen der Turbine von *Cadiat* hat den Nachtheil, dass das im Rad fliessende Wasser gegen die Wand des Schützens anschlägt, gewährt dagegen den Vortheil, dass das Wasser die Radkanäle ganz ausfüllt.

Da bei der *Schott*'schen Turbine nur 2 oder 3 Radkanäle vorkommen, so kann man die äussere Weite derselben sehr leicht nach der Wassermenge, die auf das Rad wirken soll, reguliren. Diese Turbine hat demnach den Vortheil, dass sie grössere und kleinere Wasserquantitäten gleich gut nutzbringend macht.

Hinsichtlich des Einflusses der Veränderlichkeit der Wassermenge auf den Nutzeffekt müssen demnach die 3 Arten von Turbinen in folgende Rangordnung gestellt werden:

1. *Schott*'sche *Turbine.*
2. *Turbine von Cadiat.*
3. „ „ *Fourneyron.*

Vergleichen wir nun ferner die Turbinen hinsichtlich des Wasserverlustes, der bei denselben eintreten kann.

Bei der Turbine von *Fourneyron* herrscht am inneren Umfang des Rades zwischen den einzelnen Wassertheilchen eine Pressung, die nur wenig von dem äusseren atmosphärischen Druck verschieden ist, und das Wasser strömt mit einer bedeutenden, von dem Werthe $\sqrt{2gH}$ nicht viel verschiedenen Geschwindigkeit aus. Es kann daher unter diesen Umständen durch die Spalte am inneren Umfange des Rades ein merklicher Verlust an Wasser selbst dann nicht eintreten, wenn diese Spalte, wie es bei den meisten von *Fourneyron* erbauten Turbinen der Fall ist, ziemlich gross ist.

Bei der Turbine von *Cadiat* ist dagegen die wechselseitige Pressung zwischen den Wassertheilchen am inneren Umfang des Rades verhältnissmässig sehr gross und die Austrittsgeschwindigkeit U aus dem Zuleitungsapparat sehr klein; wenn also die Spalte am inneren Umfang des Rades nicht möglichst klein gemacht wird, so muss daselbst nothwendig eine namhafte Quantität Wasser entweichen. In dem Falle, wenn der äussere Schützen, (welcher den äusseren Umfang des Rades nicht berühren darf) nur zum Theil aufgezogen ist, wird auch durch die Spalte zwi-

schen dem Schützen und dem äusseren Rand der oberen Radkrone Wasser entweichen. In Bezug auf den Wasserverlust erscheint daher die Turbine von *Cadiat* als eine unvollkommene Anordnung, die nur bei exakter Ausführung befriedigende Leistungen hervorbringen kann.

Das Verhältniss zwischen der Wassermenge, welche entweicht, und jene die auf die Maschine wirkt, ist der Weite der Spalte und der Geschwindigkeit des Entweichens direkt, dagegen dem Halbmesser des Rades verkehrt proportional, woraus hervorgeht, dass der aus dem Wasserverlust entstehende Effektverlust, vorzüglich bei grossen Gefällen und kleinen Wassermengen von Bedeutung wird, weil unter diesen Umständen die Geschwindigkeit gross und der Halbmesser klein ausfällt.

Die Turbine von *Cadiat* ist demnach wegen des Wasserverlustes, der bei ihr so leicht eintreten kann, für grössere Gefälle und kleine Wassermengen nicht zu empfehlen.

Bei der *Schott*'schen Turbine ist ebenfalls die Pressung zwischen den Wassertheilchen am innern Umfang des Rades gross und die Austrittsgeschwindigkeit U klein. Die Wasserverluste können daher auch bei dieser Maschine leicht von Belang werden, wenn die Spalte am innern Umfang des Rades nicht möglichst eng gemacht wird.

Hinsichtlich des Wasserverlustes, welcher bei den drei Arten von Turbinen vorkommen kann, müssen demnach die drei Anordnungen in folgende Rangordnung gestellt werden:

1) Turbine von *Fourneyron*.
2) *Schott*'sche Turbine.
3) Turbine von *Cadiat*.

Vergleichen wir ferner die drei Anordnungen in Betreff der Anzahl Umdrehungen, welche bei jeder derselben, die Turbinenaxe per 1 Minute machen muss, um den im vorhergehenden angegebenen Effekt entwickeln zu können.

Die Geschwindigkeit v_1 des äusseren Umfanges, ist bei allen den Anordnungen nahe gleich gross. Die vortheilhaftesten Geschwindigkeiten nach Umdrehungen per 1′ berechnet, verhalten sich demnach verkehrt, wie die äusseren Halbmesser der Räder. Für gleiche Wassermengen fällt aber nach den Regeln, welche später für die Bestimmung von R_2 und R_1 folgen werden, der Halbmesser R_1 bei der *Schott*'schen Turbine am grössten aus, und bei den zwei andern Anordnungen stimmt diese Dimension sehr nahe überein. Die Anzahl der Umdrehungen ist demnach bei der *Schott*'schen Turbine am kleinsten, und bei den zwei anderen Anordnungen nahe gleich gross. Welche von den drei Anordnungen, hinsichtlich

der Anzahl der Umdrehungen, den Vorzug verdient, hängt von der Geschwindigkeit ab, welche die zu betreibenden Arbeitsmaschinen erhalten müssen. Diejenige Anordnung ist die zweckmässigste, bei welcher man mit der einfachsten Transmission zum Ziel kommt. Bei sehr grossen Gefällen ist man fast immer gezwungen in's Langsame zu übersetzen, daher ist in diesem Falle die *Schott*'sche Turbine den beiden andern Anordnungen vorzuziehen.

Vergleichen wir nun weiter die Turbinen, hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit bei verschiedenen Gefällen und bei verschiedenen Wassermengen.

Die Turbine von *Fourneyron* ist für Gefälle bis zu 10^m ganz gut anwendbar, für noch grössere Gefälle wird man aber, um zweckmässige Verhältnisse für die Querschnitte der Leitkurven und Radkanäle zu erhalten, genöthiget, einen verhältnissmässig kleinen Halbmesser R_1 zu wählen, was eine sehr grosse Anzahl Umdrehungen des Rades zur Folge hat. Nun ist aber eine so schnelle Bewegung des Rades, insbesondere wegen der Transmissionsräder, deren Zähne unter solchen Umständen immer Stösse verursachen, wenn auch nicht von einem bedeutenden Nachtheil für den Effekt, wohl aber für die Dauerhaftigkeit der Maschine. Wenn diese Turbine zu kleine Abmessungen erhält, entsteht auch der Nachtheil, dass die Leitkurven und Radkurven zu starke Krümmungen erhalten müssen, was für die Regelmässigkeit der Bewegung des Wassers nachtheilig ist. Für grosse Gefälle, von mehr als 10^m Höhe ist also die Turbine von *Fourneyron* nicht so gut anwendbar, als für kleine Gefälle. Für ganz kleine Gefälle zeichnet sich aber diese Maschine, so wie auch die Turbine von *Cadiat*, vor allen andern, bis jetzt in Anwendung gekommenen hydraulischen Kraftmaschinen sehr vortheilhaft aus, weil sich diese Räder ohne einen merklichen Widerstand zu verursachen, im Unterwasser eingetaucht bewegen können.

Die Turbine von *Cadiat* ist wegen des Wasserverlustes, der, wie früher erklärt wurde, vorzüglich bei hohen Gefällen von Bedeutung werden kann, auch nur für mittlere und kleinere Gefälle passend.

Die *Schott*'sche Turbine kann sich theils wegen ihrer unrunden Gestalt, theils wegen ihrer verhältnissmässigen Grösse, nicht im Unterwasser eingetaucht bewegen, denn sie würde daselbst wirbelnde, mithin krafterschöpfende Bewegungen verursachen. Es geht daher bei der Anwendung dieser Anordnung vom Gefäll wenigstens so viel verloren, als die halbe Höhe des Rades beträgt. Dieser Verlust ist bei kleinen Gefällen wohl in Anschlag zu bringen, bei grösseren

aber nicht, und dies ist um so viel mehr richtig, als im ersteren Falle das Rad eine bedeutende Höhe erhält, im letzteren aber nicht.

Die *Schott*'sche Turbine ist demnach nur für grössere Gefälle, bei welchen die halbe Höhe des Rades nicht mehr zu beachten ist, anwendbar, bei kleineren Gefällen aber nicht.

Die Turbinen von *Fourneyron* und *Cadiat* sind für grössere Wasserquantitäten passender als für kleinere, weil überhaupt bei grösseren Dimensionen die Krümmungen der Leit- und Radkurven schwächer ausfallen, insbesondere gilt dies von den ersteren der beiden Anordnungen. Die *Schott*'sche Turbine erhält für grosse Wasserquantitäten, z. B. von 1 bis 2 Kubik Metres, ganz unverhältnissmässig grosse Abmessungen, und verwandelt sich dadurch in eine sehr schwerfällige Maschine, sie eignet sich daher nur für kleine Wassermengen.

Nach diesen Betrachtungen müssen wir daher sagen, dass sich die Turbine von *Fourneyron* und von *Cadiat*, vorzüglich für mittlere und kleinere Gefälle und für grosse Wasserquantitäten, die *Schott*sche Turbine dagegen für hohe Gefälle und kleine Wassermengen eignet.

Um zu einer richtigen Beurtheilung über den Werth der drei Arten von Turbinen zu gelangen, müssen wir sie noch hinsichtlich mehrerer praktischer Verhältnisse vergleichen.

Hierzu ist der störende Einfluss zu rechnen, welcher durch Unreinigkeiten oder Baumblätter, Baumzweige, Eisstückchen, Hobelspähne etc., die mit dem Wasser in die Maschine gelangen können, entstehen kann. Dieser Einfluss kann bei der Turbine von *Fourneyron*, insbesondere wenn sie kleine Dimensionen, also enge Kanäle und stark gekrümmte Radkurven und Leitkurven hat, für den Effekt sehr nachtheilig werden; denn diese Körper legen sich vor die Kanäle, oder bleiben in denselben stecken, oder müssen, wenn sie aus dem Leitkurvenkanal hinausragen, von den Radkurven weggerissen werden und hiedurch müssen für den Nutzeffekt des Rades sehr nachtheilige Unregelmässigkeiten in der Bewegung des Wassers entstehen. Bei den zwei andern Arten von Turbinen können durch diese Ursachen nicht so leicht bedeutende Störungen entstehen, indem bei denselben der Zuleitungsapparat eine ganz freie Ausmündung hat, und die Radkanäle nur schwach gekrümmt sind, insbesondere gilt dies von der *Schott*'schen Turbine, welche daher in den ersten, die *Cadiat*'sche in den zweiten, und die *Fourneyron*'sche in den dritten Rang zu stellen ist.

Ein anderer für die Praxis wichtiger Gegenstand ist die Gleichförmigkeit, mit welcher sich die Maschine in ihrem Beharrungs-

zustand bewegt. In dieser Hinsicht sind alle drei Arten von Turbinen gleich gut, und empfehlen sich sehr zum Betrieb von Maschinen, welche, wie z. B. Webereien, einen höhern Grad von Gleichförmigkeit der Bewegung erfordern.

Die allgemeine Anwendbarkeit einer Kraftmaschine wird vorzugsweise auch durch die Anschaffungskosten derselben bestimmt. Wenn eine Maschine einen guten Nutzeffekt verspricht, aber sehr theuer zu stehen kommt, so kann man sie mit Vortheil doch nur dann anwenden, wenn eine möglichst vortheilhafte Benutzung eines Motors durchaus nothwendig wird. Die Anschaffungskosten sind daher bei einer Maschine von entschiedener praktischer Wichtigkeit, daher es nothwendig seyn wird, in dieser Hinsicht die drei Arten von Turbinen unter sich und mit den Wasserrädern zu vergleichen.

Bei diesem Vergleichungspunkt unterliegt es keinem Zweifel, dass die *Schott*'sche Turbine bedeutend wohlfeiler zu stehen kommt, als die beiden andern Arten von Turbinen, denn bei jener Maschine kommen nur wenige Bestandtheile vor die eine sorgfältigere und genauere Bearbeitung erfordern, wo hingegen bei diesen Anordnungen bei sehr vielen Theilen eine sehr genaue und kostspielige Ausführung nicht vermieden werden kann.

Eine Vergleichung der Turbine von *Fourneyron* mit jener von *Cadiat*, hinsichtlich des Kostenpunkts, muss zum Vortheil der letzteren ausfallen, denn bei jener verursachet nicht nur allein die Herstellung des Rades, sondern insbesondere auch die Herstellung des Zuleitungsapparates viel bedeutendere Kosten als bei dieser.

Vergleicht man die Anschaffungskosten mit der Grösse des Effektes, so erscheinen die Turbinen um so vortheilhafter, je grösser der letztere ist; insbesondere gilt dies von der Turbine von *Fourneyron* und von *Cadiat*, weil bei diesen der Materialaufwand verhältnissmässig nicht sehr gross ist, und nicht in dem Maasse wächst, als der Nutzeffekt zunimmt, und weil die Summe der Arbeiten, welche die Herstellung dieser Maschine erfordern, bei kleinen Rädern verhältnissmässig grösser ist, als bei grossen. Eine Turbine für einige Pferdekraft Nutzeffekt kommt verhältnissmässig sehr hoch zu stehen, für einen Effekt von 10, 20, 30, 40 und mehr Pferdekräften, ist dagegen eine Turbine keine sehr kostspielige Maschine.

Vergleichen wir nun die Turbinen mit den Wasserrädern theoretischen Standpunkte aus betrachtet, in Vergleich mit der Turbine, unvollk Wasserräder können nur bei Gefäller

wisse Grenze nicht überschreiten; sie sind für kleine Gefälle nicht so vortheilhaft als für grössere und geben bei ganz kleinen Gefällen einen sehr geringen Nutzeffekt, bei grösseren Gefällen leisten jedoch die Wasserräder ungefähr eben so viel als die Turbine, was zwar durch die von *Morin* mit Turbinen und Wasserrädern angestellten Versuche nicht bestätigt wird, wovon aber die Ursache in dem Umstande zu suchen ist, dass die Wasserräder, mit welchen die Versuche angestellt wurden, sehr unvollkommen und meistens fehlerhafte Construktionen genannt werden müssen, die es in der That nicht verdient haben, dass sich ein so intelligenter Beobachter mit ihnen beschäftigt hat.

Das Rad von *Poncelet* ausgenommen, haben alle übrigen Wasserräder eine constante Peripheriegeschwindigkeit von ungefähr $1{\cdot}5^{m}$, daher ist die Anzahl der Umdrehungen, die sie per 1′ machen, insbesondere bei den grösseren Rädern gar nicht gross, es sind demnach meistens oder doch oftmals mehrere Uebersetzungen nothwendig, um die für den Betrieb der Arbeitsmaschinen erforderlichen Umdrehungsgeschwindigkeiten der Transmissionswellen zu erreichen. Die Turbinen dagegen bedürfen in der Regel nur sehr einfache Transmissionen, weil sie einen schnellen Gang haben.

Die Gleichförmigkeit der Bewegung ist meistens, und insbesondere bei grossen hölzernen Rädern, die sehr leicht unrund oder wenn sie während eines Tages nicht in Gang und nur zum Theil mit Wasser in Berührung waren, ungleich schwer werden, nicht sehr gross. Die Turbinen dagegen empfehlen sich durch den hohen Grad von Gleichförmigkeit, der ihnen unter allen Umständen zukommt.

Die Geschwindigkeit der Wasserräder kann sich zwar ohne merklichen Nachtheil für den Effekt von der vortheilhafteren entfernen, bei den Turbinen ist dies jedoch in einem viel höheren Grade der Fall.

Bei allen diesen Vergleichungen sind die Turbinen vortheilhafter zum Vorschein gekommen, als die Wasserräder; es gibt aber auch Vergleichungspunkte, bei denen sich das Gegentheil zeigt.

So z. B. arbeiten die Wasserräder mit kleinen Wasserquantitäten [illegible] als mit grossen, der Nutzeffekt den sie entwickeln, nimmt [illegible] geringeren Grade ab, als die Wassermenge, welche [illegible]t. Dies ist eine Eigenschaft, die den Turbinen *nicht* zu[illegible]che vorzugsweise von hohem Werth ist, wenn die [illegible]uelle veränderlich ist, und zu gewisser [illegible]schinen kaum hinreicht.

Eigenschaft der Wasserräder ist, dass

dieselben durch Unreinigkeiten, Holzstücke oder durch Eis, welche das Wasser mit sich fortführt, in ihrer Bewegung nicht leicht gestört werden können, wo hingegen die Turbinen zu einem vortheilhaften Gange reines Wasser erfordern. Was die Anschaffungskosten betrifft, so sind die kleinen hölzernen Wasserräder für kleinere Effekte so wenig kostspielig, dass sie in dieser Hinsicht vortheilhafter sind, als irgend eine andere hydraulische Kraftmaschine; es unterliegt also keinem Zweifel, dass die Wasserräder für die Benutzung kleinerer Wasserkräfte der Turbine vorzuziehen sind. In dem Maasse aber als die Wasserkräfte grösser werden, treten die Vortheile der Turbine mehr und mehr hervor; insbesondere gilt dies bei sehr kleinen oder sehr grossen Gefällen. Wahrscheinlich werden in der Folge die Turbinen für den grösseren Fabrikbetrieb, die Wasserräder für den kleineren Gewerbsbetrieb bestimmt.

Vergleichung der Theorie mit den Abmessungen und Erfahrungen über ausgeführte Turbinen.

Bekanntlich haben *Morin* und andere Ingenieurs genaue Versuche mit Turbinen angestellt, welche von *Fourneyron* erbaut worden sind. Die Resultate dieser Versuche können aber leider nicht zu einer zuverlässigen Prüfung einer Theorie dienen, indem die Abmessungen der Versuchsräder nur sehr unvollständig angegeben worden sind.

Wenn uns aber auch die Daten mangeln, welche zu einer vielseitigen Prüfung der allgemeinen Gleichungen unserer Theorie nothwendig wären, so sind wir doch durch die in den folgenden Tabellen enthaltenen Angaben über ausgeführte Turbinen im Stande, ihre Abmessungen und Geschwindigkeiten mit den Bedingungsgleichungen zu vergleichen, welche wir für die vortheilhaftesten Umstände aufgefunden haben.

Um für alle folgenden Berechnungen das unbequeme Aufsuchen der Formeln zu beseitigen, ist von denselben folgende Zusammenstellung gemacht worden, wobei zu bemerken ist, dass die Nummern, welche die Formeln in der Zusammenstellung erhalten haben, mit jenen, welche sie im Text haben, übereinstimmen.

Zusammenstellung der Formeln zur Berechnung der Turbinen.

A. Formeln zur allgemeinen Berechnung von Turbinen von beliebiger Construktion.

$$\left.\begin{aligned} \frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\sin.\alpha - \frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{}\sin.\beta &= n. \\ \frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\cos.\alpha + \frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{}\cos.\beta &= m. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

$$\left.\begin{aligned} 1 - \frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{}\cos.\alpha + \cos.\gamma}{1+m^2+n^2} \cdot \frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{}\cos.\beta &= A. \\ \frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\cos.\alpha + \cos.\gamma}{\sqrt{1+m^2+n^2}} &= B. \\ 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{}\cos.\beta\right)^2}{1+m^2+n^2} &= C. \\ \frac{\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\frac{k_1}{}\frac{R_2}{R_1}\cos.\beta}{1+m^2+n^2} &= D. \\ \frac{v_1^2}{2gH} &= x, \end{aligned}\right\} \quad (20)$$

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_1}{v_1} &= D + \sqrt{\frac{\frac{1}{x}+C}{1+m^2+n^2}} \\ \frac{U}{\sqrt{2gH}} &= \frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\left\{D\sqrt{x} + \sqrt{\frac{1+Cx}{1+m^2+n^2}}\right\} \\ Q &= \Omega_1' U k \\ \frac{E_u}{\varrho Q H} &= -2Ax + 2B\sqrt{x+Cx^2} \end{aligned}\right\} \quad (21)$$

$$q = A + \varrho\left\{H + h - \frac{U^2}{2g}\right\} \tag{2}$$

$$x_0 = \frac{B}{A - BC} = \tag{22}$$

dem Werth von x, welcher der Geschwindigkeit entspricht, mit welcher sich die Turbine bewegt, wenn sie keinen Widerstand überwindet.

B. Formeln, welche sich auf die vortheilhafteste Geschwindigkeit einer Turbine von beliebigen Abmessungen beziehen.

$$(x)_{max.\,r.} = \frac{1}{2C}\left\{-1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\} \tag{23}$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H_{max.\,r.}} = \frac{A}{C}\left\{1 - \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right\} \tag{24}$$

$$(v_1)_{max.\,r.} = \sqrt{2gH}\sqrt{(x)_{max.\,r.}} \tag{25}$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r.} = \frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}\left\{D\sqrt{(x)_{max.\,r.}} + \sqrt{\frac{1 + C(x)_{max\ r.}}{1 + m^2 + n^2}}\right\} \tag{26}$$

C. Formeln, welche sich auf das absolute Maximum des Effektes einer Turbine mit Leitkurven beziehen.

$$\gamma = o$$

$$\delta = \delta_1$$

$$v_2 = \sqrt{gH\frac{sin.(\alpha+\beta)}{cos.\,\alpha\, sin.\,\beta}} \tag{31}$$

$$U = \sqrt{gH\frac{sin.\,\beta}{cos.\,\alpha\, sin.(\alpha+\beta)}} \tag{32}$$

$$\frac{q - A}{\varrho} = H\left\{1 - \frac{1}{2}\frac{sin.\,\beta}{cos.\,\alpha\, sin.(\alpha+\beta)}\right\} + h. \tag{35}$$

$$s_1 = s.\frac{k}{k_1}\frac{i}{i_1}\frac{R_2}{R_1}\frac{sin.\,\beta}{sin.(\alpha+\beta)}. \tag{38}$$

D. Formeln, welche zur Berechnung der Turbinen ohne Leitkurven dienen.

$$\frac{u_1}{v_1} = f \tag{40}$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gH}{f^2-1}} \tag{42}$$

$$U = \frac{R_2}{R_1} tang.\,\beta \sqrt{\frac{2gH}{f^2-1}} = \frac{R_2}{R_1} tang.\,\beta\, v_1 \tag{43}$$

$$s_1 = \frac{2R_2\pi\delta k}{i_1\delta_1 k_1} \cdot \frac{1}{f}\frac{R_2}{R_1} tang.\,\beta = \frac{Q}{i_1\delta_1 v_1 f k_1}. \tag{47}$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = 2\left\{\frac{f\cos.\gamma - 1}{f^2-1}\right\} \tag{44}$$

E. Formeln für die Schott'sche Turbine, unter der Voraussetzung, dass die Axe eines Radkanales den innern Umfang des Rades senkrecht durchschneidet.

$$(x)_{max.\,r} = \tfrac{1}{2}\frac{R_1^2}{R_2(R_1+R_2)}.$$

$$\left(\frac{v_1}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r.} = \frac{\frac{R_1}{R_2}}{\sqrt{2\left(1+\frac{R_1}{R_2}\right)}} \tag{48}$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)_{max.\,r.} = \frac{1}{1+\frac{R_2}{R_1}} \tag{49}$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r.} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cdot \sqrt{\tfrac{1}{2}\left(1+\frac{R_1}{R_2}\right)} \tag{50}$$

$$\left(\frac{u_1}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r.} = \sqrt{\tfrac{1}{2}\left(1+\frac{R_1}{R_2}\right)} \tag{51}$$

Tabelle I.

über die Abmessungen ausgeführter Turbinen.

No.	Ort der Aufstellung.	Name des Constructeurs.	Q Kub. Met.	H	E_a in Pferd.	E_n	R_2	R_1	α	β	γ	i	i_1	s	s_2	s_1	δ_1	N	Bemerkungen.
1	Siebnen in der Schweiz.	Locher & Wüger	0·92	1	12	9*	0·938	1·128	12°	135	10	45	72	0·018	0·059	0·025	0·359	20	* Messung.
2	Langenau in der Schweiz.	Locher & Wüger.	1·62	5·5	120	84*	0·96	1·125	12°	135	10	45	72	0·021	0·06	0·021	0·18	50	* Messung.
3	Turingen in Tyrol.	Escher & Comp.	0·126	76·	127	84*	0·238	0·378	15°	90	10	36	36	0·005	0·037	0·005	0·04	700	* Messung.
4	St. Blasien	Fourneyron.	0·034	108	47	?	0 098	0·155	15°	90	10	36	36	0·0021	0·0148	0·0021	0·015	2300	
5	Augsburg.	„	2·00	1·25	33	25*	0·78	1·08	23° + 35′	90	20	24	36	0·082	0·13	0·044	0·2 0·09 0·09**	....	* Schätzung. ** Höhen von jeder der 3 Abtheilungen.
6	St. Mauer.	„	0·75	3·45 bis 3·78	38	30*	0·583	0·852	10	90	20	24	30	0·03	0·11	0.055	0·10 0·07 0·08**	60	* Schätzung. ** Höhe von jeder der 3 Abtheilungen.
7	Ettlingen bei Carlsruhe.	„	1·1*	3	44	30**	0·681	0·936	33°	90	20	30	30	0·078	0·135	0·072	0·16 0·116	48	* nicht zuverlässig. ** Schätzung.
8	Neapel.	„	0·661	8·1	71	50*	0·5	0·787	32°	90	15	24	36	0·048	0·09	0·025	0·15	115	* Schätzung.
9	Mühlbach.	„	2·5*	3·5	116	91*	0·7(?)	1 (?)	27° (?)	90	?	?	?	is = 1·56	$i_1 s_2$ = 4·4	$i_1 s_2$ = 1·56**	0·27	66	* Nach der Messung von *Morin*, wenn der Schützen ganz aufgezogen ist. ** Wahrscheinlich.
10	Augsburg.	„	2·68	3·62	129	?	0·715	1·045	?	90	15	24	36	?	0·114	0·029	0·438	55	
11	Lörrach.	„	0·907	1·52	18·3	?	0·465	0·655	35	90	24	24	32	0·042	0·090	0·033	0·08* 0·16	55	* Höhe der unteren Abtheilung und ganze Höhe des Rades.
12	Lörrach.	„	0·497	1·62	10·7	?	0·40	0·555	32	90	28	24	32	0·03	0·075	0·03	0·057 0·114	?	
13	Ettlingen bei Carlsruhe.	Cadiat.	0·3*	3	12	6**	0·192	0·248	90	20	12°	...	12	....	0·03	0·015	0·13	240	* Wenn der Schützen ganz aufgezogen ist. ** Schätzung.
14	Sargmine.	„	3·23*	0·8 bis 1·5	64·6	45**	1·5	1·65	90	25	10	..	30	....	0·09	0·07	0·5	20	* Wenn das Gefälle 1·5m beträgt. ** Nach einer Schätzung.

Tabelle II.

Angaben über einige Schottische Turbinen.

No.	Ort der Aufstellung.	H	Q	R_1	Ω_1	N	E_a	E_n
1	Greenwich	9·14	0·614	1·13	0·0492	90	75	59
2	Greenwich	3·05	0·614	1·90	0·0824	33	25	18
3	Hawood	9·14	0·222	0.92	0·0116	120	27	20
4	Wales	12·2	0·071	1·00	0·0046	120	11·5	8·0
5	Wales	15 2	0·019	1·06	0·0036	125	3·82	2·5
6	Yorkshire	3·05	0·142	0·875	0·0228	70	5·7	4
7	Yorkshire	4·88	0·188	0·875	0·0194	85	12·3	9
8	Killway	11·28	0·849	1·75	0·0194	60	126	95

Die Werthe von Ω_1 sind nicht ganz zuverlässig, da die äusseren Oeffnungen der Radkanäle, je nach der Stellung der regulirenden Klappe, grösser oder kleiner sind.

Wenden wir nun die erhaltenen Resultate auf diese Turbinen an.

Berechnungen über die Turbine von Mühlbach.

Mit dieser hat bekanntlich *Morin* Versuche angestellt, deren Ergebnisse in den „Experiences sur les roues hydrauliques a axe vertical appellées Turbines par *Arthur Morin*“ enthalten sind. Es ist zu bedauern, dass die Dimensionen dieser Maschine nicht vollständig angegeben sind, insbesondere fehlt ein Datum, nämlich die Summe der äussern Querschnitte der Radkanäle. Ich sah mich daher gezwungen, um von den Tabellen über die Versuchungsresultate einen Gebrauch machen zu können, für diese Summe eine Annahme zu machen, wobei die Verhältnisse, welche *Fourneyron* bei andern Rädern beobachtet hat, berücksichtiget wurden. Wenden wir zuerst unsere Gleichungen auf die Versuchsreihe Nr. 34 bis 48. Pag. 36 und 46 an, welche sich auf den Fall beziehen, dass der Schützen auf $0{\cdot}15^{m}$ aufgezogen ist.

Für $\delta = 0{\cdot}15$ und mit Berücksichtigung der Abmessungen, welche in der Tabelle über die Turbinen enthalten sind, findet man wenn von $k = k_1$ gesetzt wird, aus 4

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 1{\cdot}800$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}354$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin. \alpha = 0{\cdot}817$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos. \alpha = 1{\cdot}604$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin. \beta = 0{\cdot}354$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos. \beta = 0.$$

$$m = 1{\cdot}604 \qquad m^2 + n^2 + 1 = 3{\cdot}787$$

$$n = 0{\cdot}4632 \qquad \sqrt{m^2 + n^2 + 1} = 1{\cdot}946$$

Ferner folgt aus den Gleichungen (20) mit Berücksichtigung der so eben gefundenen Resultate:

$$A = 1{\cdot}000,\ B = 1{\cdot}060,\ C = 0{\cdot}510,\ D = 0,\ \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2} = 0{\cdot}653$$

Aus den Gleichungen (21) findet man ferner:

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = -2x + 2{\cdot}12\sqrt{x + 0{\cdot}51\,x^2} \tag{52}$$

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = 0{\cdot}925\sqrt{1 + 0{\cdot}51x} \tag{53}$$

und wegen (22)

$$x_0 = 2{\cdot}307. \tag{54}$$

Aus den Gleichungen (23) bis (26) ergibt sich endlich:

$$\left.\begin{aligned} (x)_{max.\,r.} &= 0{\cdot}5\ 1. \\ \left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)_{max.\,r.} &= 0{\cdot}68 \\ \left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r.} &= 1{\cdot}036 \end{aligned}\right\} \tag{55}$$

Um den numerischen Werth, welchen diese Formeln geben, mit den Messungsresultaten vergleichen zu können, ist es nothwendig, den den beobachteten Umdrehungen entsprechenden Werth von x zu berechnen, und dazu dient folgende Formel.

$$x = \left(\frac{v_1}{\sqrt{2gH}}\right)^2 = \left(\frac{2R_1\pi N}{60\sqrt{2gH}}\right)^2 = \left(\frac{0{\cdot}1047\,N}{\sqrt{2gH}}\right)^2$$

in welchen N die Anzahl der Umdrehungen bedeutet, welche die Turbine per 1′ machte.

Die nachstehende Tabelle enthält die berechneten und beobachteten Grössen.

Tabelle III.

Nr. des Versuches.	Gefälle H.	Umdrehung per 1′ N.	x nach Formel 56.	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$ nach d. Formel 52.	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$ nach Morin pag. 36.	$\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ nach d. Formel 53.	$\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ nach Morin pag. 46.	Bemerkungen.
34	3·164	99·5	1·744	0·359	0·105	1·248	1·022	
36	3·150	90	1·440	0·467	0·305	1·217	0·960	
38	3·110	78·5	1·303	0·514	0·453	1·194	0·957	
40	3·070	69	0·866	0·636	0·591	1·110	0·917	
42	3·035	58·25*	0·618	0·675	0·696	1·061	0·883	* Max. des Effektes nach der Beobachtung.
44	3·085	48	0·418	0·673	0·685	1·027	0·859	
46	3·380	45	0·335	0·665	0·662	1·000	0·872	
48	3·400	38·5	0·239	0·618	0·651	0·979	0·801	

Wenn die Höhe der Schützenöffnung 0·2^m beträgt, also $\delta = 0{\cdot}2$ ist, geben die allgemeinen Gleichungen folgenden Werth:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\alpha = 0{\cdot}613$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha = 1{\cdot}203$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta = 0{\cdot}354$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 0$$

$$m = 0{\cdot}259$$

$$n = 1{\cdot}203$$

$$1 + m^2 + n^2 = 2{\cdot}515 \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}585.$$

$$A=1,\ B=1{\cdot}124,\ C=0{\cdot}51,\ D=0,\ \sqrt{1-C\left(\frac{B}{A}\right)^2}=0{\cdot}592$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H}=-2x+2{\cdot}248\sqrt{x+0{\cdot}51\,x^2} \qquad (57)$$

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}}=0{\cdot}8517\sqrt{1+0{\cdot}51\,x}. \qquad (58)$$

$$x=2{\cdot}633.$$

$$(x)_{max.\,r.}=0{\cdot}675.$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)_{max.\,r.}=0{\cdot}799.$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r.}=0\,986.$$

Diese Formeln auf die Versuche Nr. 54 bis Nr. 77, *Morin* pag. 36 und 46 angewendet, so erhält man folgende Tabelle:

Tabelle IV.

Nr. des Versuches.	Gefäll H.	Umdrehungen per 1′	x.	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$ nach d. Formel 57.	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$ nach Morin pag. 36.	$\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ nach d. Formel 58.	$\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ nach Morin pag. 46.	Bemerkungen.
54	3·170	90·4	1·442	0·669	0·357	1·121	0 809	
57	3·240	80·0	0·854	0·781	0·496	1·020	0·768	
60	3·305	67·6	0·773	0·786	0·632	1·012	0·765	
63	3·335	58·0	0·563	0·786	0·702	0·966	0·742	
66	3·321	44·0	0·325	0 733	0 712	0·919	0·720	
69	3·560	91	1·297	0·702	0·485	1·100	0·805	
72	3·250	72	0·892	0·775	0·670	1·027	0·796	
75	3·343	57·2	0·547	0·785	0·603	0·963	0·702	
77	3·396	49·4	0·402	0·761	0·785	0·934	0·733	

Berechnen wir endlich noch die Versuche Nr. 78 bis 84, *Morin* bei welchen die Höhe der Schützenöffnung 0·27 betrug. Für diesen Fall findet man

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\alpha = 0{\cdot}454$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta = 0{\cdot}354$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha = 0\,891$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 0.$$

$$m = 0{\cdot}100$$

$$n \equiv 0{\cdot}891$$

$$m^2 + n^2 + 1 = 1{\cdot}804, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}343$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}164, \quad C = 0{\cdot}510, \quad D = 0, \quad \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2} = 0{\cdot}556$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = -2x + 2{\cdot}328\sqrt{x + 0{\cdot}51\,x^2} \tag{59}$$

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\sqrt{1 + 0{\cdot}51\,x}}{1{\cdot}3431} \tag{60}$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)_{max.r.} = 0\,870$$

$$(x)_{max.r.} = 0{\cdot}782 \quad v_2 = 0{\cdot}619\sqrt{2gH}$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.r.} = 0{\cdot}880.$$

Vermittelst dieser Formeln und den Versuchsresultaten ist folgende Tabelle gebildet worden.

Tabelle V.

Nr. des Versuches.	Gefälle H.	Anzahl der Umdrehungen per 1′	x.	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$ nach d. Formel 59.	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$ nach Morin pag. 38.	$\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ nach d. Formel 60.	$\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ nach Morin pag. 47.	Bemerkungen.
78	2·29	90·6	2·004	0·676	0·609	1·059	0·782	
79	3·07	87·0	1.377	0 809	0·670	0·970	0·773	
80	3·17	84·6	1·263	0 828	0·721	0·954	0·737	
81	3·18	77·25	1·048	0·856	0·785	0·918	0·757	
82	3·31	69	0·795	0·870	0·760	0·882	0·691	
83	3·47	66·1	0·704	0·869	0·707	0·867	0·730	
84	3·39	61·5	0·624	0·863	0·793	0·854	0·712	

Durch Vergleichung der Resultate, welche die Tabellen III, IV, V enthalten, wird man finden, dass die berechneten Zahlenwerthe denselben Gang befolgen, wie die Messungsresultate, und es sprechen sich darin folgende Gesetze aus:

1. Das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt des Rades und dem absoluten Effekt der Wasserkraft ist bei einer bestimmten Höhe der Schützenöffnung mit der Geschwindigkeit des Rades veränderlich, und erreicht bei einer gewissen Geschwindigkeit ein Maximum.
2. Die Geschwindigkeit des Rades kann sich ohne merklichen Nachtheil für den Effekt bedeutend von derjenigen entfernen, bei welcher das Rad die grösste Wirkung entwickelt.
3. Unter sonst gleichen Umständen wächst das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt und dem absoluten Effekt mit der Höhe der Schützenöffnung.
4. Das Verhältniss zwischen der Austrittsgeschwindigkeit U und der Geschwindigkeit $\sqrt{2gH}$ nimmt bei einer bestimmten Höhe der Schützenöffnung zu, wenn die Geschwindigkeit des Rades grösser wird.
5. Bei gleich grossen Geschwindigkeiten des Rades, aber verschiedenen Höhen der Schützenöffnung, nimmt jenes Verhältniss ab, wenn die Höhe der Schützenöffnung zunimmt, oder mit andern Worten: wenn der Schützen mehr aufgezogen wird, strömt das Wasser langsamer aus den Leitkurvenkanälen aus.

Vergleicht man die zusammengehörigen Zahlenwerthe der Beobachtungs- und der Rechnungsresultate, so zeigt sich, dass die letzteren allerdings von den ersteren abweichen. Die Differenzen

in dem zusammengehörigen Werthe von $\frac{E_n}{\varrho Q H}$ sind bei den Geschwindigkeiten, welche von der vortheilhaftesten weit entfernt liegen am grössten; in der Nähe dieser letzeren aber sind, die Unterschiede sehr gering, wie aus folgender Zusammenstellung am deutlichsten zu ersehen ist.

Höhe der Schützenöffnung.	Vortheilhafteste Geschwindigkeit.		Maximum des Effekts.	
	Rechnung.	Beobachtung.	Rechnung.	Beobachtung.
0·15m.	50	58	0·680	0·696
0·20	56	49	0·799	0·785
0·25	66	61·5	0·872	0·793

Die Differenzen in den Werthen von $\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ sind im allgemeinen grösser, als man bei einer guten Theorie gestatten darf, und es ist nur die Frage, wo die Ursache zu suchen ist? Diese liegt entweder 1) in den Grundsätzen, auf welchen die Theorie beruht, oder 2) in den unzuverlässigen Daten, welche der Rechnung zu Grunde gelegt wurden, oder 3) in der Bestimmung der Wasserquantitäten. Ueber die beiden ersteren Punkte ist hier nichts zu sagen, als dass ich mich bemüht habe, das Beste zu bieten. Was aber den letzten Punkt betrifft, so bin ich der Meinung, dass *Morin* die Wasserquantitäten zu klein bestimmt hat, weil dieselben nach Formeln berechnet wurden, deren praktische Coeffizienten aus Versuchen in ganz kleinem Maassstabe entnommen worden sind. Bei den Versuchen von *Poncelet* und *Lebros* über die Wasserquantitäten, welche bei Ueberfällen abfliessen, wurde ein Ueberfall von 0·2m. Breite angewendet, und bei den Versuchen mit der Turbine von *Mühlbach* betrug die Breite des Ueberfalls 5m. Ob nun die praktischen Regeln, die für die ersteren Dimensionen passen, auch auf die 25mal grössere angewendet werden dürfen, muss erst noch durch neue Versuche in grossem Maassstabe entschieden werden.

Dass die Wasserquantitäten zu klein bestimmt sind, scheint auch durch die in der That zu grosse Uebereinstimmung des berechneten, und durch Beobachtung gefundenen, Verhältnisses $\frac{E_n}{\varrho Q H}$ bestätiget zu werden, denn wahrscheinlich betragen die Effektverluste, welche aus den in der Theorie vernachlässigten Reibungen und Störungen entstehen, 0·10 von dem absoluten Effekt der Wasserkraft, dennoch mehr, als die Differenz zwischen den berechneten und beobachteten günstigsten Werthen von $\frac{E_n}{\varrho Q H}$

Berechnungen über die Turbine in Siebnen.

Wenden wir nun die Theorie auf die Versuche an, welche ich mit der Turbine in Siebnen in der Schweiz zu dem Behufe angestellt habe, um die Theorie zu prüfen. Die Anzahl der Versuche, welche bei verschiedenen Höhen der Schützenöffnung und bei verschiedener Geschwindigkeit gemacht wurden, ist 91. Die Bestimmungen des Nutzeffektes vermittelst eines gut eingerichteten Freins machten durchaus keine Schwierigkeit. Die Wasserquantitäten wurden mit einem Ueberfall und mit einem Woltmannschen Flügel ausgemittelt. Letzteres Instrument wurde desshalb mitbenützt, weil die Seitenmauern des Abzugskanals, in welchem der Ueberfall angebracht war, etwas Wasser entweichen liessen, dessen Menge sich nicht zuverlässig schätzen liess. Um die Resultate beider Messungen, die mit möglichster Sorgfalt vorgenommen wurden, in Uebereinstimmung zu bringen, sah ich mich genöthiget, zur Berechnung der Wassermenge nach den Messungen am Ueberfall die Formel

$$Q = 0{\cdot}451\ L.h.\sqrt{2gh}.$$

anzuwenden, in welcher L die Breite des Ueberfalls und h die Höhe des Wasserstandes in einiger Entfernung von dem Ueberfall über der horizontalen Kante des letzteren bedeutet.

Bei der von *Morin* zur Berechnung der Wasserquantitäten angewendeten Formel ist der constante Coeffizient 0·41, nach obiger Formel fallen demnach die Wassermengen um 0·1 grösser aus, als nach letzterer.

Wir wollen nun für Schützenöffnungen, von 0·1^{m}, 0·2^{m}, 0·245^{m} Höhe und für verschiedene Geschwindigkeiten des Rades die Werthe von $\frac{\varrho Q H}{E}$ und von Q berechnen, und mit den durch Beobachtung gefundenen Resultaten vergleichen. Da bei diesen drei Schützenöffnungen das Wasser nur in die untere Abtheilung des Rades eintritt, so ist in allen drei Fällen $\delta_1 = 0{\cdot}254$, d. h. gleich die Höhe der untern Abtheilung zu nehmen.

Zur Berechnung der Reihe von Versuchen, welche mit einer Schützenöffnung von 0·1^{m} Höhe und bei einem constanten Gefälle von 1·20^{m} angestellt wurden, ist also $\delta = 0{\cdot}1$, $\delta_1 = 0{\cdot}254$, $H = 1{\cdot}20$ zu setzen und dann findet man

$$\Omega_1 = 0{\cdot}457,\quad \Omega_2 = 1{\cdot}081,\quad \Omega = 0{\cdot}081$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}423,\quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 5{\cdot}644$$

$$n = 0{\cdot}874 \quad m = 5{\cdot}221$$

$$1 + m^2 + n^2 = 28{\cdot}02, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 5{\cdot}294$$

$$A = 1{\cdot}049, \quad B = 1{\cdot}056, \quad C = 0{\cdot}312, \quad D = -0{\cdot}009$$

$$\frac{E}{\varrho Q H} = -2{\cdot}099\, x + 2{\cdot}113 \sqrt{x + 0{\cdot}312\, x^2}$$

$$Q = 0{\cdot}457 \times 4{\cdot}85 \left[-0{\cdot}00885 \sqrt{x} + 0{\cdot}188 \sqrt{1 + 0{\cdot}312\, x} \right]$$

zur Berechnung von x aus den beobachteten Umdrehungen der Turbine hat man die Gleichung

$$x = \frac{\left(\frac{2R_1 \pi . N}{60}\right)^2}{2gH} = 0{\cdot}000722\, N^2$$

Die folgende Tabelle enthält die zusammengehörigen Rechnungs- und Messungsresultate.

Tabelle VI.

N beobachtet.	x	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$ nach der Formel.	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$ nach dem Versuch.	Q Kub. M. nach der Formel.	Q Kub. M. nach dem Versuch.	Bemerkungen.
25·9	0·484	0·561	0·316	0·436	0·414	
21·9	0·346	0·628*	0·416	0·429	0·414	* Maximum des Effectes nach der Formel.
18·6	0·249	0·570	0·454	0·425	0·411	
17·5	0·163	0·531	0·464*	0·421	0·414	* Maximum des Effektes nach dem Versuch.
12·5	0·113	0·485	0·431	0·419	0·414	
8·4	0·051	0·364	0·335	0·417	0·418	
6·4	0·029	0·301	0·138	0·416	0·418	

Bei der zweiten Reihe von Versuchen, war $\delta = 0{\cdot}200$ $H = 1{\cdot}035^m$. $\delta_1 = 0{\cdot}254$, und für diese Daten erhält man folgende Resultate:

$$\Omega = 0{\cdot}162, \quad \Omega_1 = 0{\cdot}457, \quad \Omega_2 = 1{\cdot}081$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 2{\cdot}822, \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}423$$

$$n = 0{\cdot}2875, \quad m = 2{\cdot}461$$

$$m^2 + n^2 + 1 = 7{\cdot}129 \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 2{\cdot}670$$

$$A = 1{\cdot}115, \quad B = 1{\cdot}232, \quad C = 0{\cdot}318, \quad D = -0{\cdot}035$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = -2{\cdot}229\,x + 2{\cdot}463\,\sqrt{x + 0{\cdot}318\,x^2}$$

$$Q = 2{\cdot}062\,[-0{\cdot}0348\,\sqrt{x} + 0{\cdot}3746\,\sqrt{1 + 0{\cdot}318\,x}\,]$$

$$x = 0{\cdot}000645\,N^2$$

Die folgende Tabelle enthält die correspondirenden Rechnungs- und Beobachtungsresultate.

Tabelle VII.

N	x	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$		Q Kub. M.		Bemerkungen.
		nach der Formel.	nach dem Versuch.	nach der Formel.	nach dem Versuch.	
35·3	0·803	0·683	0·307	0·806	0 735	
31·6	0·644	0.734	0·512	0·794	0·715	
25·7	0·426	0·763*	0·608	0·777	0·709	* Maximum des Effekt·s nach der Formel.
21·1	0·287	0·738	0·646*	0·769	0·733	* Maximum des Effectes nach dem Versuch.
15·8	0·161	0·654	0·610	0·763	0 728	
12·3	0 098	0·564	0·562	0·762	0·729	

Bei einer dritten Reihe von Versuchen war:

$$\delta = 0{\cdot}245 \quad \delta_1 = 0{\cdot}254 \quad H = 0{\cdot}960^{m}.$$

für diese Daten findet man:

$$\Omega = 0{\cdot}1984, \quad \Omega_1 = 0{\cdot}4572, \quad \Omega_2 = 1{\cdot}0808$$

$$\frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega\, k} = 2{\cdot}304, \quad \frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}423,$$

$$n = 0{\cdot}1799 \quad m = 1{\cdot}954$$

$$1 + m^2 + n^2 = 4{\cdot}8521 \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 2{\cdot}203$$

$$A = 1{\cdot}1463 \quad B = 1{\cdot}2972, \quad C = 0{\cdot}3342, \quad D = -0{\cdot}0512$$

$$\frac{E_u}{\varrho Q H} = -2{\cdot}2927\,x + 2{\cdot}594\sqrt{x} + 0{\cdot}3342\,x^2$$

$$Q = 1{\cdot}9843\left(-0{\cdot}0512\sqrt{x} + \sqrt{\frac{1{\cdot} + 0{\cdot}3342\,x}{4{\cdot}8521}}\right)$$

$$x = 0{\cdot}0007409\,N^2$$

Die folgende Tabelle enthält die correspondirenden Resultate der Rechnung und der Beobachtung.

Tabelle VIII.

N	x	$\frac{E_u}{\varrho Q H}$ nach der Formel.	$\frac{E_u}{\varrho Q H}$ nach der Beobacht.	Q Kub. Met. nach der Formel.	Q Kub. Met. nach dem Versuch.	Bemerkungen.
33 5	0·831	0·768	0·379	0 927	0·859	
31	0 712	0·803	0·455	0·922	0·868	
29 3	0·636	0·820	0·457	0·915	0·823	
25	0 463	0·835*	0·559	0·901	0 802	* Maximum des Effektes nach der Formel.
22·4	0 372	0·825	0·626	0 896	0·812	
20·6	0·314	0·808	0 640*	0·891	0 813	* Maximum des Effektes nach dem Versuch.
18·6	0 256	0·780	0·639	0·887	0·807	
14·8	0·162	0·700	0·612	0·884	0·799	
12 9	0·123	0·646	0·578	0·884	0·799	
9·8	0·071	0·536	0·497	0·884	0·813	

Durch Vergleichung dieser Tabellen zeigt sich wiederum, wie bei den Versuchen mit der Turbine von *Mühlbach*, dass die Resultate der Rechnung einen übereinstimmenden Gang befolgen mit jenen der Beobachtung.

Die Rechnungsresultate sind etwas zu gross; die Wasserquantitäten stimmen ziemlich gut. Die correspondirenden Werthe der Verhältnisse $\frac{E_u}{\varrho Q H}$ zeigen sich in der Tabelle VI. nur sehr klein, in der Tabelle VII. etwas grösser, in der Tabelle VIII. ziemlich grosse Differenzen. Die Ursache hievon ist gewiss in dem Bau des Rades zu suchen. Die Radkurve ist nämlich (wie aus dem

Werthe von β erkannt worden kann) an ihrem Anfange sehr stark gekrümmt, und bildet daselbst einen Sack, in welchen das Wasser hineinstösst, weil es bei einer so rapiden Krümmung der Kurve nicht folgen kann. Nun wurden aber bei der Entwicklung der Theorie schwach gekrümmte Radkurven vorausgesetzt, weil bei starken Krümmungen von einer regelmässigen Bewegung des Wassers nicht die Rede seyn kann; es ist also klar, dass die Rechnungsresultate hinsichtlich des Effektes günstiger ausfallen mussten, als die Messungsresultate.

Die berechnete vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades, ist ebenfalls zu gross und zwar gleich 0·8 von der wirklichen.

Von den andern in der Tabelle I. angegebenen Turbinen besitze ich zwar genaue Zeichnungen, aber keine oder nur sehr unvollständige Versuchsresultate. Umfassendere Vergleichungen der Theorie mit der Wirklichkeit können wir daher nicht anstellen. Wir müssen uns daher begnügen, die Vergleichungen innerhalb der Grenzen zu machen, welche durch die vorliegenden Angaben bestimmt sind.

Berechnen wir für die verschiedenen Turbinen die vortheilhafteste Geschwindigkeit und das entsprechende relative Maximum des Effektes, und vergleichen wir diese Rechnungsresultate, mit den in der Tabelle angegebenen wirklichen Geschwindigkeiten und Nutzeffekten.

Berechnungen über die Turbine in St. Blasien.

Bei der Turbine in St. Blasien ist, wenn der Schützengang ganz aufgezogen, angenommen wird.

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 1, \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}1419$$

$$n = 0{\cdot}1169 \quad m = 0{\cdot}9659$$

$$A = 1 \quad B = 1{\cdot}203 \quad C = 0{\cdot}6003.$$

$$\left(\frac{E_n}{Q \varrho H}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}801$$

$$x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}777$$

$$(N)_{max.\,r.} = 2570$$

Die wirkliche Geschwindigkeit der Turbine ist aber 2300 Umdrehung, demnach 0·81 von der berechneten, und der bedeutende Unterschied in diesen Resultaten ist wohl vorzüglich dem Umstande

zuzuschreiben, dass in der Rechnung der Widerstand der ungefähr 250^{m} langen Röhrenleitung nicht in Anschlag gebracht worden ist. Nach Versuchen, welche vermittelst einer Quecksilbersäule angestellt worden sind, soll jenem Widerstand einer Wassersäule von 8^{m} Höhe entsprechen. Bringen wir das wirksame Gefäll 100^{m} statt 108^{m} in Rechnung, so erhalten wir

$$N = 2470$$

und nun ist die wirkliche Geschwindigkeit 0·9 von der berechneten.

Berechnung über die Turbine in Thüringen.

Mit der Turbine in Thüringen habe ich einige Versuche angestellt, die aber nicht vollständig und auch nicht zuverlässig gemacht werden konnten, weil die Freinrolle zu klein war. Diese wurde nämlich für die Voraussetzung construirt, dass die Versuche an der Turbinenaxe selbst angestellt werden könnten; dies wäre aber nur möglich gewesen, wenn man einen grossen Theil der Maschine demontirt hätte; es blieb daher nichts anders übrig, als die Freinrolle auf der dritten Transmissionswelle zu befestigen, die dreimal weniger Umdrehungen macht, als die Turbinenaxe, und für diese langsam gehende Welle war die Rolle zu klein, indem die Bremsbacken zu fest angezogen werden mussten, was unregelmässig stossende und vibrirende Bewegungen veranlasste. Als die Versuche angestellt wurden, war auch nicht hinreichend Betriebswasser vorhanden, um den Schützen ganz aufziehen zu können. Die grösste Höhe der Schützenöffnung betrug $^{2}/_{3}$ von der Höhe des Rades, dabei war die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades 700 Umdrehungen per 1′ und der Nutzeffekt betrug mit Einschluss der Widerstände, welche die drei Wellen und die vier Räder verursachten, die sich zwischen dem Turbinenrade und der Versuchsrolle befanden, 84 Pferdekraft.

Für $\delta_1 = 0{\cdot}04$, $\delta = \frac{2}{3}\,0{\cdot}04 = 0{\cdot}0266$ und mit Berücksichtigung der constanten Dimensionen dieser Turbine findet man:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 1{\cdot}5$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}1419$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\,\alpha = 0{\cdot}3892$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\,\alpha = 0.448$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin. \beta = 0{\cdot}1419$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos. \beta = 0.$$

$$m = 0{\cdot}2463$$

$$n = 1{\cdot}488$$

$$1 + m^2 + n^2 = 3{\cdot}1557, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}777$$

$$A = 1, \; B = 1{\cdot}0668, \; C = 0{\cdot}6003, \; D = 0, \; \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2} = 0{\cdot}563$$

$$x_{max.\,r.} = 0{\cdot}6465, \quad (N)_{max.\,r.} = 783. \quad \left(\frac{E_n}{Q \varrho H}\right) = 0{\cdot}727$$

$$v_2 = 0{\cdot}506 \sqrt{2gH}.$$

Nach dem Versuch ist aber: $N = 700$ $\frac{E_n}{Q \varrho H} = 0{\cdot}661$, die wirklichen Grössen sind demnach 0·9 von den berechneten. Wenn man den Verlust an Gefäll berücksichtigte, welchen bei dieser Turbine die 150^m lange Zuleitungsröhre verursacht, so würden die Differenzen zwischen den Resultaten der Rechnung und der Beobachtung sehr gering ausfallen.

Macht man die Rechnung für die Voraussetzung, dass der Schützen ganz aufgezogen werden kann, so findet man:

$$(x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}777$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}801$$

$$(N)_{max.\,r.} = 897$$

$$(v_2)_{max.\,r.} = 0{\cdot}579 \sqrt{2gH}$$

Dagegen findet man, wenn angenommen wird, der Schützen sei bis zur halben Höhe des Rades aufgezogen

$$(x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}484$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}612$$

$$(N)_{max.\,r.} = 709$$

$$(v_2)_{max.\,r.} = 0\,458\sqrt{2gH}.$$

Berechnung der Turbine Nr. 5 Tabelle I.

Machen wir nun die Berechnungen über die Turbine Nr. 5 Tabelle I. Mit dieser Turbine sind leider keine Versuche angestellt worden, was sehr zu bedauern ist, denn nach den Mittheilungen zu schliessen, welche mir der Eigenthümer dieser Maschine gemacht hat, gehört dieselbe zu den besten, welche *Fourneyron* gebaut hat; und in der That sind bei dieser Turbine die Verhältnisse der Dimensionen vollkommen den Bedingungen entsprechend, welche wir für das absolute Maximum des Effektes aufgefunden haben.

Nehmen wir an, die Höhe der Schützenöffnung sei $= 0{\cdot}29^{m.} =$ der Summe der Höhen der untern und mittleren Abtheilung des Rades; dann haben wir zu setzen:

$$\delta = \delta_1 = 0{\cdot}29^{m.}$$

Da bei dieser Maschine die Contraktion der aus den Leitkurven und Radkurvenkanälen austretenden Wasserstrahlen ziemlich merklich aber gleich gross ist, so dürfen wir $k = k_1 = 0{\cdot}9$ nehmen. Unsere allgemeine Gleichungen geben dann:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\,\alpha = 0{\cdot}3220$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos\,\alpha = 0{\cdot}7377$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\,\beta = 0{\cdot}3220$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\,\beta = 0{\cdot}0000$$

$$n = 0{\cdot}0174$$

$$m = 0{\cdot}7377$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}5445 \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}892.$$

$$A = 1{\cdot}000, \quad B = 1{\cdot}1850, \quad C = 0{\cdot}4787, \quad D = 0{\cdot}$$

$$(x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}779$$

$$v_2 = 0{\cdot}631\sqrt{2gH}$$

$$(N)_{max.\,r.} = 38{\cdot}2$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right) = 0{\cdot}892$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r} = 0{\cdot}7594$$

$$Q = 1{\cdot}930^{mc.}$$

Hieraus ersieht man also, dass bei dieser Maschine die Dimensionen sehr genau mit denjenigen übereinstimmen müssen, welche unsere Theorie für das absolute Maximum des Effektes vorschreibt, indem die Turbine, abgesehen von den Nebenverlusten, einen Nutzeffekt verspricht, welcher 0·89 vom absoluten Effekt der Wasserkraft beträgt.

Berechnungen über die Turbine in Ettlingen (Nr. 7. Tabelle I.)

Nehmen wir an, der Schützen sei bis zur Zwischenkrone, mit welcher das Rad versehen ist, aufgezogen: Dann ist zu setzen: $\delta = \delta_1 = 0{\cdot}16^m$ und man erhält:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}923$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}48$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\,\alpha = 0{\cdot}5027$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\,\alpha = 0{\cdot}7725$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\,\beta = 0{\cdot}48$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\,\beta = 0{\cdot}$$

$$n = 0{\cdot}0227$$

$$m = 0{\cdot}7725$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}5973, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}2636$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}1875, \quad C = 0{\cdot}4224, \quad D = 0,$$

$$\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2} = 0{\cdot}6359$$

$$(x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}6774.$$

$$(v_1)_{max.\,r.} = 0{\cdot}823\sqrt{2gH}$$

$$(v_2)_{max.\,r.} = 0{\cdot}625\sqrt{2gH}$$

$$(N)_{max.\,r.} = 67$$

$$\left(\frac{E}{Q\,H}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}861.$$

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = 0{\cdot}828.$$

$$Q = 2{\cdot}367 \text{ Kub. Met.}$$

Die wirkliche Geschwindigkeit der Turbine ist Maximum 48 Umdrehungen per 1'.

Wenn der Schützen nur auf $0{\cdot}08^{m}$ Höhe aufgezogen ist, findet man, wenn $k = k_1 = 1$ gesetzt wird:

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\;k}\,sin\;\alpha = 1{\cdot}0054$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\;k}\,cos.\,\alpha = 1{\cdot}5450$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\,sin.\,\beta = 0.48$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\,cos.\,\beta = 0$$

$$n = 0{\cdot}5254$$

$$m = 1{\cdot}5450$$

$$1 + m^2 + n^2 = 3{\cdot}663 \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}9139$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}0908, \quad C = 0{\cdot}4224, \quad D = 0$$

$$(x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}4820$$

$$(v_1)_{max.\,r} = 0{\cdot}6942\sqrt{2gH}$$

$$(v_2)_{max.\,r.} = 0{\cdot}5276\sqrt{2gH}$$

$$(N)_{max.\,r.} = 56$$

$$\left(\frac{E_u}{\varrho Q H}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}697$$

$$(U)_{max.\,r.} = 1{\cdot}058$$

$$Q = U\Omega = 1{\cdot}980^{mc.}$$

Berechnungen über die grössere Turbine in Lörrach (Tabelle I. Nr. 11.)

Unter der Voraussetzung $\delta = \delta_1 = 0{\cdot}16^{m.}$ und $k = k_1 = 0{\cdot}9$, findet man:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega\ k} = 1\ 0476$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}33$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega\ k}\ sin.\,\alpha = 0{\cdot}6008$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega\ k}\ cos.\,\alpha = 0{\cdot}8572$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\ sin.\,\beta = 0{\cdot}33$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\ cos.\,\beta = 0$$

$$n = 0{\cdot}2708$$

$$m = 0{\cdot}8572$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}8078, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}3445$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}1328, \quad C = 0{\cdot}4959, \quad D = 0{\cdot}$$

$$(x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}6736$$

$$(v_1)_{max.\,r.} = 0{\cdot}821\sqrt{2gH}$$

$$(v_2)_{max.\,r.} = 0{\cdot}583\sqrt{2gH}$$

$$(N)_{max.\,r.} = 65{\cdot}4$$

$$\left(\frac{E}{\varrho H Q}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}80$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r} = 0{\cdot}8999$$

$$U = 4{\cdot}922 \quad Q = 0{\cdot}7938^{mc.}$$

Nach den Angaben über diese Turbine ist die wirkliche Geschwindigkeit des Rades 55 Umdrehungen per 1 Minute, und die Wassermenge, welche auf das Rad wirkt, 0·907 per 1″. Die berechnete vortheilhafteste Geschwindigkeit ist also etwas grösser als jene, mit welcher sich das Rad wirklich bewegt, und das Rad ist nach der Rechnung für die angegebene Wassermenge etwas zu klein.

Berechnungen über die kleinere Turbine in Lörrach (Tabelle I. Nr. 12.)

Nehmen wir an: $\delta = \delta_1 = 0{\cdot}114$, $k = k_1 = 0{\cdot}9$, dann finden wir:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 1{\cdot}333$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}36$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\,\alpha = 0{\cdot}7064$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\,\alpha = 1{\cdot}1308$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\,\beta = 0{\cdot}36$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\,\beta = 0{\cdot}$$

$$n = 0{\cdot}3464,$$

$$m = 1{\cdot}1308,$$

$$1 + m^2 + n^2 = 2{\cdot}3987. \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}5487$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}0967, \quad C = 0{\cdot}4816, \quad D = 0{\cdot}$$

$$(x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}5516$$

$$(v_1)_{max.\,r.} = 0{\cdot}7427\sqrt{2gH}$$

$$(v_2)_{max.\ r.} = 0{\cdot}535\sqrt{2gH}$$

$$(N)_{max.\ r.} = 72$$

$$\left(\frac{E}{\varrho Q H}\right)_{max.\ r.} = 0{\cdot}73$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\ r.} = 0{\cdot}9683$$

$$Q = 0{\cdot}4483 \text{ Kub. Metres.}$$

Die wirkliche Anzahl der Umdrehungen des Rades ist mir nicht bekannt. Die Wassermenge, welche nach der Rechnung auf das Rad wirken kann, wenn der Schützen ganz aufgezogen wird, ist etwas kleiner, als die in den Angaben enthaltene. Der Effekt dieses Rades erscheint minder günstig, als bei den vorhergehenden Maschinen.

Berechnungen über die kleine Turbine von Cadiat (Tabelle I Nr. 13.)

Nehmen wir an, der Schützen sei ganz aufgezogen, dann ist: $\delta = \delta_1 = 0{\cdot}13$. Da der untere Rand des Zuleitungscylinders eine scharfe Kante hat, so müssen wir $\delta = 0{\cdot}7$ setzen. Für k_1 kann man hier den Werth 0·9 annehmen. Unter diesen Voraussetzungen folgt aus den allgemeinen Resultaten, die für Turbinen jeder Art gelten.

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}1918$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}45$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\alpha = 0{\cdot}1918$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha = 0{\cdot}$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta = 0{\cdot}1539$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 0{\cdot}4228$$

$$m = 0{\cdot}4228$$

$$n = 0{\cdot}0479$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}18105, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}0867$$

$$A = 0{\cdot}7291, \quad B = 0{\cdot}9, \quad C = 0{\cdot}4917, \quad D = 0{\cdot}27708$$

$$(x)_{max.\,r.} = 1{\cdot}016$$

$$(v_1)_{max.\,r.} = 1{\cdot}008\sqrt{2gH}$$

$$(v_2)_{max.\,r.} = 0{\cdot}78\sqrt{2gH}$$

$$(N)_{max.\,r.} = 295$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}74$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right) = 0{\cdot}2693$$

$$Q = 2R_2\pi\delta k. \; U = 0{\cdot}227 \text{ Kub. Metres.}$$

Nach diesen Resultaten wäre der Nutzeffekt der Turbine 6·7 Pferdekraft; allein die Turbine treibt eine Maschine für continuirliches Papier, welche nur eine Kraft von 3 Pferden bedarf, der Schützen ist daher in der Wirklichkeit ungefähr nur bis zur halben Höhe des Rades aufgezogen. Machen wir also auch die Berechnung für den Fall: $\delta = 0{\cdot}13$ $\delta_1 = 0{\cdot}06$. Dann müssen wir aber $k = k_1 = 0{\cdot}7$ setzen, weil am Schützenrade eine starke Contraktion statt findet. Für diese Annahmen findet man:

$$\frac{k_1\,\Omega_1}{k\;\Omega} = 0{\cdot}0688$$

$$\frac{k_1\,\Omega_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}1615$$

$$\frac{k_1\,\Omega_1}{k\;\Omega}\,sin.\,\alpha = 0{\cdot}0688$$

$$\frac{k_1\,\Omega_1}{k\;\Omega}\,cos.\,\alpha = 0{\cdot}$$

$$\frac{k_1\,\Omega_1}{\Omega_2}\,sin.\,\beta = 0{\cdot}0552$$

$$\frac{k_1\,\Omega_1}{\Omega_2}\cos\beta = 0{\cdot}1418$$

$$n = 0{\cdot}0136$$

$$m = 0{\cdot}1418$$

$$m^2+n^2+1 = 1{\cdot}02018, \quad \sqrt{1+m^2+n^2} = 1{\cdot}010$$

$$A = 0{\cdot}8948, \quad B = 0{\cdot}9684, \quad C = 0{\cdot}4127, \quad D = 0{\cdot}1075$$

$$(x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}483$$

$$(v_1)_{max.\,r.} = 0{\cdot}688\sqrt{2gH}$$

$$(v_2)_{max.\,r.} = 0{\cdot}5325\sqrt{2gH}$$

$$(N)_{max.\,r.} = 203$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}609$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}1001\,.$$

$$Q = 0{\cdot}0846. \quad E_n = 102 \text{ Kill. Metres.}$$

Da sich bei dieser Höhe der Schützenöffnung nur ungefähr 1·5 Pferdekraft Nutzeffekt ergeben haben, die Maschine aber gewiss 3 Pferdekraft entwickelt, so muss der Schützen doch höher aufgezogen seyn, als wir bei dieser Rechnung angenommen haben, was auch durch den Umstand bestätiget wird, dass die Anzahl der Umdrehungen bedeutend kleiner ausgefallen ist, als sie in der Wirklichkeit ist. Wir wollen daher noch die Annahme machen: $\delta_1 = 0{\cdot}09$, $k = k_1 = 0{\cdot}7$, dann findet man:

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\;k} = 0{\cdot}10337$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}2423$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\;k}\sin.\,\alpha = 0{\cdot}10337$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\;k}\cos.\,\alpha = 0$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta = 0{\cdot}08366$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 0{\cdot}22739$$

$$n = 0{\cdot}0197$$

$$m = 0{\cdot}22739$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}05209 \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}0257$$

$$A = 0{\cdot}83638, \quad B = 0{\cdot}9536, \quad C = 0{\cdot}4304, \quad D = 0{\cdot}1672$$

$$(x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}588$$

$$(v_1)_{max.\,r.} = 0{\cdot}766\sqrt{2gH}$$

$$(v_2)_{max.\,r.} = 0{\cdot}5629\sqrt{2gH}$$

$$(N)_{max.\,r.} = 216$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}1259$$

$$(U)_{max.\,r.} = 0{\cdot}9656$$

$$Q = \Omega U k = 0{\cdot}1059 \quad \frac{E_n}{\varrho Q H} = 0{\cdot}655 \quad E_n = 207 \text{ Kill. Metres}$$

oder nahe 3 Pferdekräfte.

Der Effekt und die Geschwindigkeit ist noch etwas zu klein, was aber wahrscheinlich dem Umstande zuzuschreiben ist, dass der Contraktions-Coeffizient k_1 etwas zu klein angenommen wurde.

Aus diesen Rechnungen geht hervor, dass der Turbine von *Cadiat*, bei Construktionsverhältnissen, die von den Bedingungen des absoluten Maximums des Effekts abweichen, eine ganz bestimmte vortheilhafteste Geschwindigkeit entspricht, welche von jener der Turbine von *Fourneyron* nicht viel verschieden ist. Ferner sieht man, dass die Austrittsgeschwindigkeit U des Wassers sehr klein, und mit der Höhe der Schützenöffnung veränderlich ist; denn wir haben gefunden

für $\delta_1 = 0{\cdot}06,\ 0{\cdot}09,\ 0{\cdot}13,$

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = 0{\cdot}100,\ 0{\cdot}1259,\ 0{\cdot}1693,$$

Endlich geht aus dieser Rechnung hervor, dass der Nutzeffekt bei kleinen Schützenöffnungen merklich kleiner ausfällt, als bei grossen.

Für $\delta_1 = 0{\cdot}06,\ 0{\cdot}09,\ 0{\cdot}13$ ist

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = 0{\cdot}609,\ 0{\cdot}653,\ 0{\cdot}740$$

Es ist daher bei dem Bau einer Turbine dieser Art sehr wesentlich, die Höhe des Rades richtig zu bestimmen.

Berechnungen über die Turbine von Cadiat (Tabelle I. Nr. 14.)

Nach den Daten, welche die Publication industrielle par Armangaud Tom. II. pag. 401 enthalten, ist bei dieser Turbine sowohl das Gefäll, als auch die Wassermenge sehr veränderlich. Ersteres variirt von 0·8 bis 1·5^{m}. Auf pag. 408 ist angegeben, dass auf die Turbine bei 20 Umdrehungen per 1^{m}, und bei einem Gefäll von 1·5^{m}, 3·230 Kub. Metres Wasser wirken; wie gross aber dabei die Höhe der Schützenöffnung ist, ist nicht gesagt; höchst wahrscheinlich ist aber die Höhe des Rades so bestimmt, dass dasselbe bei dem kleinsten der vorkommenden Gefällshöhen noch im Stande ist, einen Effekt von 45 Pferdekraft zu entwickeln. Versuche sind mit der Turbine nicht angestellt worden, und dieser letztere Effekt ist nur als eine Schätzung anzusehen. Unter diesen Umständen wird es am zweckmässigsten seyn, über die Maschine zweierlei Berechnungen zu machen; nämlich eine Berechnung für die Annahme, dass bei dem kleinsten Gefälle von 0·8^{m} der Schützen ganz aufgezogen sei, und eine zweite für ein Gefäll von 1·5^{m} und eine Schützenöffnung, deren Höhe 0·6 von der Höhe des Rades beträgt.

Setzen wir also:

$$H = 1{\cdot}5, \quad \delta_1 = \tfrac{1}{3}, \quad k = k_1 = 0{\cdot}8$$

so erhalten wir:

$$\Omega = 4{\cdot}723$$

$$\Omega_1 = 0{\cdot}7$$

$$\Omega_2 = 1{\cdot}35$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0{\cdot}14821$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos. \alpha = 0$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin. \beta = 0.1753$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos. \beta = 0{\cdot}3759$$

$$n = -0{\cdot}02708$$

$$m = 0{\cdot}37594$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}14206, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}0685$$

$$A = 0{\cdot}7053, \quad B = 0{\cdot}9217, \quad C = 0{\cdot}2829, \quad D = 0{\cdot}2993$$

$$(x)_{max.\,r.} = 0{\cdot}6907$$

$$(v_1)_{max.\,r} = 0{\cdot}831\sqrt{2gH}$$

$$(v_2)_{max.\,r.} = 0{\cdot}755\sqrt{2gH}$$

$$(N)_{max.\,r.} = 25{\cdot}8$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.\,r.} = 0{\cdot}1878$$

$$U = 1{\cdot}018, \quad Q = k\Omega U = 3{\cdot}846, \quad \frac{E_n}{\varrho Q H} = 0{\cdot}704$$

Diese Rechnungsresultate sind gegen die ungefähren Angaben sowohl hinsichtlich N als auch hinsichtlich Q etwas zu gross.

Setzen wir nun ferner:

$$\delta = \delta_1 = 0{\cdot}5, \quad H = 0{\cdot}8, \quad k = 0{\cdot}8, \quad k_1 = 1$$

so finden wir:

$$\Omega = 4{\cdot}723$$

$$\Omega_1 = 1{\cdot}05$$

$$\Omega_2 = 1{\cdot}35$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin. \alpha = 0{\cdot}2779$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha = 0$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta = 0{\cdot}3286$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 0{\cdot}6974$$

$$n = 0{\cdot}0507$$

$$m = 0{\cdot}6974$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}5121, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}2297$$

$$A = 0{\cdot}5835, \quad B = 0{\cdot}8008, \quad C = 0{\cdot}4394, \quad D = 0{\cdot}4193$$

$$(x)_{max.r.} = 1{\cdot}600$$

$$(v_1)_{max.r} = 1{\cdot}265\sqrt{2gH}$$

$$(v_2)_{max.r.} = 1{\cdot}149\sqrt{2gH}$$

$$(N)_{max.r.} = 28{\cdot}8$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)_{max.r.} = 0{\cdot}776$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.r.} = 0{\cdot}4423$$

$$U = 1{\cdot}751, \quad Q = \Omega k U = 6{\cdot}61.$$

Obgleich nun das Gefäll fast nur halb so gross ist, als im vorhergehenden Falle, so ist doch die Geschwindigkeit grösser, was in dem Umstande begründet ist, dass bei höherer Schützenöffnung der Effekt günstiger und die vortheilhafteste Geschwindigkeit grösser ausfällt. Das Rad ist aber sicher zu hoch gebaut, indem es bei dem kleinsten der vorkommenden Gefälle, wenn der Schützen ganz aufgezogen wird, zweimal so viel Wasser durchlässt, als angegeben worden ist.

Leider fehlen über die berechneten Turbinen ganz zuverlässige und vollständige Daten, welche nothwendig wären, um mit aller Bestimmtheit den Grad der Uebereinstimmung der Rechnung mit der Wirklichkeit angeben zu können. Jedenfalls glaube ich aber sagen zu dürfen, dass die Theorie nicht nur im Allgemeinen mit den beobach-

teten Erscheinungen in Uebereinstimmung sei, sondern auch, dass die Differenzen zwischen den Rechnungen und den Messungen so klein sind, als man es nur erwarten kann, wenn man berücksichtiget, wie viel kleine Nebenhindernisse und Störungen nicht berücksichtiget wurden.

Da wir uns zur Bestimmung der zweckmässigsten Abmessungen einer zu erbauenden Turbine, nach dem System von *Fourneyron*, und zur Ausmittlung ihrer vortheilhaftesten Geschwindigkeit der Formeln (31) bis (38) bedienen müssen, so ist es nothwendig, die Rechnungsresultate, welche diese Formeln geben, mit denjenigen zu vergleichen, welche aus den Messungen gefunden werden.

Die folgende Tabelle enthält die Resultate zu einer Vergleichung zwischen den wirklichen, und den nach der Formel:

$$v_2 = \sqrt{g\,H.\frac{sin.\,(\alpha+\beta)}{sin.\,\beta\,cos.\,\alpha}}$$

berechneten Werthen von v_2.

Tabelle IX.

Ort der Aufstellung der Turbine.	v_2 wirklich.	v_2 berechnet.	Verhältnisse der beiden Werthe von v_2.	Bemerkungen.
Siebnen . .	1·964	3·119	0·628	
Thüringen .	17 44	26	0·671	
St. Blasien .	23·55	32·5	0·724	
Mühlbach. .	4·82	5 86	0·839	
Lörrach . .	2·68	3·86	0·696	
Langenau .	5·03	7·31	0·687	
		Mittel	0·707	

Zur Berechnung der Geschwindigkeit, mit welcher sich die wirklich bestehenden Turbinen bewegen, wenn sie den grössten Effekt entwickeln, können wir demnach setzen:

$$v_2 = 0{\cdot}707\sqrt{g\,H.\frac{sin.\,(\alpha+\beta)}{sin\,\beta\,cos.\,\alpha}} \qquad (61)$$

wenn $\beta = 90^0$ ist, erhält man aus dieser Formel

$$v_2 = 0{\cdot}707\sqrt{g\,H} = 0{\cdot}5\sqrt{2g\,H} \qquad (62)$$

man kann demnach annehmen, dass bei den von *Fourneyron* construirten Turbinen die Geschwindigkeit am innern Umfang des Rades halb so gross ist, als die Geschwindigkeit $\sqrt{2gH}$, welche der Höhe des Gefälls entspricht.

Der bedeutende Unterschied zwischen den in der Tabelle IX. angegebenen wirklichen und berechneten Werthen von v_2 ist nicht einer Ungenauigkeit der Theorie, sondern einer Unvollkommenheit in der Construktion der berechneten Turbinen zuzuschreiben; denn die wirklichen und die nach den strengen allgemeinen Formeln berechneten Geschwindigkeiten stimmen sehr nahe überein, woraus zu schliessen ist, dass jene Unterschiede so gross ausgefallen sind, weil bei diesen Turbinen die Verhältnisse in den Dimensionen von denjenigen etwas verschieden sind, welche für das absolute Maximum des Effektes aufgefunden wurden.

Für die Differenzen, welche sich in der Tabelle IX. zwischen der berechneten und wirklichen Geschwindigkeit v_2 zeigen, gibt es noch einen nicht unwichtigen Erklärungsgrund. Es ist nämlich für die Praxis ganz zweckmässig, wenn sich eine Turbine etwas langsamer bewegt, als sie sich für den vollkommensten Zustand bewegen müsste; denn man muss bedenken, dass eine Turbine bei kleineren Wassermengen jederzeit minder vortheilhaft arbeitet, als bei grossen, es ist daher ganz zweckmässig, die Geschwindigkeit, welche in der Regel nicht viel variiren darf, so zu wählen, dass das Rad bei kleineren Wassermengen hinsichtlich der Geschwindigkeit die beste Wirkung hervorbringt. Diese Geschwindigkeit ist aber kleiner als jene, welche dem absoluten Maximum des Effektes entspricht, weil dieser voraussetzt, dass der Schützen ganz aufgezogen sei, was bei kleinen Wassermengen nicht der Fall ist.

Für die praktische Bestimmung der zweckmässigsten Geschwindigkeit einer bereits bestehenden Turbine bietet unsere Theorie ein Verfahren dar, welches sich durch leichte Anwendbarkeit auszeichnet. Es ist nämlich, wie sogleich bewiesen werden soll, die vortheilhafteste Geschwindigkeit einer Turbine halb so gross, als diejenige, mit welcher sie sich bei ganz aufgezogenem Schützen bewegt, wenn sie gar keine Widerstände zu überwinden hat, also ganz leer läuft. Lässt man also eine aufgestellte Turbine bei aufgezogenem Schützen leer laufen, zählt die Anzahl der Umdrehungen, welche sie in diesem Zustande per 1′ macht, und dividirt diese Zahl mit 2, so hat man sehr nahe die vortheilhafteste Geschwindigkeit.

Um die Richtigkeit dieser Regel zu beweisen, dienen uns die früher berechneten Werthe von $(x)_{max.\,r.}$ und die Werthe von x_0, welche aus der Formel (22) hervorgehen. Bezeichnen wir durch (N_0) die Anzahl der Umdrehungen der leer laufenden Turbine, so ist:

$$(N)_{max.\,r.} : N_0 = \sqrt{x_{max.\,r.}} : \sqrt{x_0}$$

Hieraus folgt:

$$\frac{N_0}{(N)_{max.\,r.}} = \sqrt{\frac{x_0}{(x)_{max.\,r.}}}$$

Nachfolgende Tabelle enthält die Werthe von x_0, $(x)_{max.\,r.}$ und von $\sqrt{\frac{x_0}{x_{max.\,r.}}} = \frac{N_0}{N_{max.\,r.}}$.

Tabelle X.

Nr.	Aufstellungsort der Turbine.	x_0	x_m.	$\frac{N_0}{(N)_{max.\,r.}}$
1	Mühlbach . .	2·87	0·782	1·94
2	Siebnen . . .	1·78	0 463	2·01
3	St. Blasien . .	3·26	0·777	2·04
4	Thüringen . .	2·97	0·647	2·14
5	Augsburg . .	2·74	0·779	1·88
6	Ettlingen . .	2·38	0·677	1·87
7	Lörrach . . .	2·59	0·674	1·95
8	Lörrach . . .	2·32	0·552	2·05
9	Ettlingen . .	3·25	1·016	1·80
10	Sargmine . .	3·59	1·600	1·50
	Mittel aus den 8 ersten Resultaten.			1·98

Bei dem Mittel sind die 2 letzteren Resultate nicht aufgenommen worden, weil sich diese auf Turbinen ohne Leitschaufeln beziehen. Da sich nun als mittlerer Werth von $\frac{N_0}{(N)_{max.\,r.}}$ sehr nahe 2 ergeben hat, so ist hiedurch die angegebene Regel zur praktischen Bestimmung der vortheilhaftesten Geschwindigkeit für Turbinen mit Leitschaufeln begründet.

Nach den beiden letztern Resultaten der Tabelle X. zu schliessen, ist die Geschwindigkeit einer leer laufenden Turbine ohne Leitschaufeln etwas weniger, als das zweifache der vortheilhaftesten Geschwindigkeit.

Vergleichen wir nun den wirklichen Werth von U mit denjenigen Werthen von U, welche dem absoluten Maximum des Effektes entsprechen, und die durch die Formel (32) bestimmt werden.

Bei den von *Fourneyron* erbauten Turbinen ist $\beta = 90°$ und α nahe $= 30°$. Für diese Werthe von α und β gibt die Gleichung (32).

$$U = 0{\cdot}816\sqrt{2gH}.$$

Dieser Werth von U scheint mit den wahren Werthen so nahe übereinzustimmen, dass es unnöthig ist, die Formel (32) mit einem Correktions-Coeffizienten zu versehen, wir werden sie demnach später in ihrer tkeoretischen Reinheit anwenden dürfen.

Von vorzüglicher Wichtigkeit für die Praxis ist die Formel (38); wir wollen sie daher auf die Turbine der Tabelle I. anwenden. Die nachstehende Tabelle enthält die wirklichen und die vermittelst 38 berechneten Werthe von s_1 bei verschiedenen von jenen Turbinen.

Tabelle XI.

Nr. der Turbine.	Ort der Aufstellung.	Werthe von s_1 wirklich.	Werthe von s_1 berechnet Formel(38)	Bemerkungen.
3	Thüringen . .	0·00508	0·00331	
4	St. Blasien . .	0·0021	0·00137	
5	Augsburg . .	0·044	0·0431	
7	Ettlingen . .	0·072	0·067	
8	Neapel . . .	0·025	0·022	
11	Lörrach . . .	0·033	0·027	
12	Lörrach . . .	0·03	0·019	

Im allgemeinen sind die wirklichen Werthe von s_1 grösser als die berechneten; bei Nr. 5 stimmen die Resultate sehr nahe überein. Bei Nr. 4 und Nr. 12 sind die Differenzen am grössten, bei Nr. 5, 7, 8 am kleinsten. Nun gehören aber die Turbinen 4 und 12 zu den ältern, dagegen 5, 7, 8 zu den neueren Turbinen, welche *Fourneyron* erbaut hat; die letzteren stimmen daher hinsichtlich der Werthe von s_1 besser mit unserer Theorie überein, als erstere, und es geht hieraus hervor, dass *Fourneyron* auf empirischem Wege verfahrend allmählig zu Verhältnissen geführt worden ist, wie sie unsere Theorie für den vortheilhaftesten Effekt verlangt.

In der Wahl des Winkels γ ist *Fourneyron* gewöhnlich ziemlich weit von der theoretischen Regel abgewichen. Mindestens ist dieser Winkel 24°, bei der Turbine Nr. 12 sogar 28°, wodurch der

Nutzeffekt dieser Turbine ungefähr um 20 % geschwächt wird. Wahrscheinlich war bei dieser Turbine der Winkel γ ursprünglich kleiner, und wurde erst später so gross gemacht, als sich vielleicht, um mehr Wasser auf die Turbine wirken lassen zu können, die Nothwendigkeit zeigte, die äussere Weite der Radkanäle grösser zu machen. Aehnliche Veränderungen scheint *Fourneyron* öfter vorgenommen zu haben, um passendere Querschnitte für die äusseren Ausflussöffnungen zu erhalten, und dies bestätigt die Richtigkeit des schon mehrmals ausgesprochenen Grundsatzes, dass bei einer Turbine die Querschnitte der Kanäle in einem ganz bestimmten Verhältnisse zu einander stehen müssen.

Diese Vergleichungen der aufgestellten Bedingungen des absoluten Maximums des Effektes mit den Construktionsverhältnissen der von *Fourneyron* erbauten Turbinen, und mit den wirklichen Geschwindigkeiten derselben, lassen keinen Zweifel übrig, dass diese Bedingungsgleichungen eine richtige Grundlage für die Bestimmung der wesentlichsten Construktionsverhältnisse der Turbine bilden, wir werden uns daher derselben in der Folge bei der Aufstellung der Regeln für die praktische Construktion der Räder mit Sicherheit bedienen dürfen.

Bestimmung der wesentlichsten Abmessungen einer zu erbauenden Turbine.

A. Turbine mit Leitkurven.

Die Bedingungen des absoluten Maximums des Effektes, welche bei der Aufstellung von Regeln für die Bestimmung der wesentlichen Abmessungen von Turbinen sorgfältig berücksichtiget werden müssen, lassen sehr viele Grössenverhältnisse ganz unbestimmt, woraus man berechtigt ist zu schliessen, dass diese nach der nun geprüften Theorie der willkürlichen Grössen keinen wesentlichen Einfluss auf den Effekt haben können. Berücksichtiget man aber die Voraussetzungen, welche vor der Entwickelung der Theorie gemacht wurden, so wie auch die Abmessungen von den bereits bestehenden Turbinen, so ergeben sich für die Bestimmung aller Dimensionen ganz zuverlässige Regeln.

Die wesentlichsten Grössen, welche bei der Construktion einer Turbine bekannt seyn müssen, sind:

a) Der innere Halbmesser des Rades.
b) Das Verhältniss zwischen dem inneren und äusseren Halbmesser des Rades.
c) Die Winkel α β γ, welche sich nach den Winkeln richten, unter welchen die Radkurven und Leitkurven die Radumfänge durchschneiden.
d) Die Anzahl der Radkurven und die Anzahl der Leitkurven.
e) Die äussere Weite der Radkanäle.
f) Die Höhe des Rades.
g) Die Krümmungen der Radkurven und der Leitkurven.
h) Die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades.

Wir müssen uns nun mit der Aufstellung von naturgemässen Regeln für die Bestimmung dieser Grössen beschäftigen.

Bestimmung des innneren Halbmessers des Rades.

Nach dem innern Halbmesser des Rades richtet sich der Querschnitt des Cylinders, durch welchen das Wasser zu den Leitschaufeln niederströmt. Wenn der Querschnitt dieses Cylinders zu

klein gemacht wird, muss das Wasser mit grosser Geschwindigkeit gegen den Teller, an dessen Umfang die Leitkurven angebracht sind, niederströmen, und dann horizontal gegen die Leitkurven hingelenkt werden. Hiedurch entstehen aber sehr leicht sehr nachtheilige Störungen in der Bewegung des Wassers. Würde der Querschnitt jenes Cylinders sogar kleiner gemacht, als die Summe Ω der Austrittsöffnungen aus dem Leitkurvenapparat, so würde das Wasser nicht einmal als eine ungetheilte Masse niederfliessen, sondern in einzelnen getrennten Parthieen niederstürzen und durch den Stoss gegen die Tellerfläche den grössten Theil seiner Wirkungsfähigkeit verlieren. Hieraus geht hervor, dass nur dann ein regelmässiges Niederfliessen des Wassers zu den Leitkurvenkanälen eintreten kann, wenn der Halbmesser des Rades nicht zu klein gemacht wird im Verhältniss zu der Wassermenge, welche auf die Turbine wirken soll. Es ist aber auch leicht einzusehen, dass man zu ganz unpassenden Verhältnissen der Maschine geführt würde, wenn man den innern Halbmesser des Rades gar zu gross machte. Das Rad würde nämlich in diesem Falle sehr niedrig werden, und die Anzahl der Leitkurven und Radkurven sehr gross. Aus diesen Erwägungen geht also hervor, dass der innere Halbmesser des Rades eine der Wassermenge angemessene Grösse erhalten muss.

Berücksichtigt man nur allein die Bewegung des Wassers bis zu seinem Eintritt in die Leitkurvenkanäle, so scheint es eine naturgemässe Annahme zu seyn, den inneren Horizontalquerschnitt $R_2^2 \pi$ des Rades der Wassermenge Q proportional zu machen, in welchem Falle das Wasser bei allen Turbinen mit constanter Geschwindigkeit niederströmen würde.

Berücksichtigt man nur allein die Construktions-Verhältnisse des Leitkurvenapparates, so könnte man, wie *Fourneyron* in seiner ersten Abhandlung über die Turbine gethan hat, den Grundsatz aufstellen, dass zwischen den Querschnitten $R^2 \pi$ und Ω ein bestimmtes constantes Verhältniss beobachtet werden müsste.

Versucht man diese Grundsätze bei sehr verschiedenen Gefällen in Anwendung zu bringen, so überzeugt man sich leicht, dass keiner von beiden zu einer allgemein anwendbaren Regel führt, dass jedoch der erstere dem letzteren weit vorzuziehen ist, indem dieser bei höheren Gefällen zu ganz unbrauchbaren Dimensionen für das Rad führt; und in der That, *Fourneyron* musste bei der Turbine von St. Blasien seinen vor dem Bau dieser Maschine aufgestellten Grundsatz verlassen, weil er durch denselben zu einem

Rade von der Grösse einer Tabattiere geführt worden wäre. Dass aber der erstere höchst einfache Grundsatz, nach welchen $\frac{Q}{R_2^2 \pi}$ einen constanten Werth erhält, mit den wirklichen Abmessungen von Turbinen in Uebereinstimmung ist, wird durch folgende Tabelle bewiesen.

Nr.	Ort der Aufstellung der Turbine.	$\frac{Q}{R_2^2 \pi}$
4.	St. Blasien	0·88
3.	Thüringen	1·40
9.	Mühlbach	0·77
6.	St. Maur	1·40
7.	Ettlingen	1·32
8.	Neapel	1·18
5.	Augsburg	0·92
11.	Lörrach	1·01
	Mittel	1·11

Die Differenzen in den Werthen von $\frac{Q}{R^2 \pi}$ sind hier gewiss von der Art, dass man sie theils den unzuverlässigen Angaben über die Wassermenge, theils dem Mangel einer festen Regel, die bei der Bestimmung von R_2 hätten leiten sollen, zuschreiben kann.

Bedienen wir uns des mittlern Werthes der Tabelle, so erhalten wir:

$$\frac{Q}{R^2 \pi} = 1{\cdot}11$$

und hieraus folgt:

$$R_2 = 0{\cdot}538 \sqrt{Q} \qquad (63)$$

Diese Regel empfiehlt sich insbesondere durch den Umstand, dass die Construktionsverhältnisse der Turbine, so wie auch die Grösse des Gefälles gar nicht bekannt seyn müssen, um den inneren Halbmesser der Turbine zu bestimmen. Nach dieser Regel erhalten demnach alle Turbinen die für gleich grosse Wasserquantitäten zu construiren sind, gleich grosse innere Halbmesser.

Man könnte, um für das Rad passende Verhältnisse zu erhalten, von dem Grundsatz ausgehen, dass $\frac{R_2}{\delta}$ und $\frac{\delta}{s}$ constante Verhältnisse seyn sollten, wodurch man zur Bestimmung von R_2 zu folgender Formel geführt wird

$$R_2 = 0{\cdot}72 \sqrt{\frac{Q}{U \sin. \alpha}} \qquad (64)$$

in welcher der Coeffizient 0·72 empirisch bestimmt worden ist. Diese Formel gibt aber für hohe Gefälle zu kleine Dimensionen, wenn man nicht den Winkel α sehr klein annimmt, was nach den Erläuterungen (pag. 45) nicht geschehen soll. Da aber überhaupt die Turbine von *Fourneyron* für ganz grosse Gefälle nicht passend ist, sondern nur für mittlere und kleinere Gefälle, für welche U und α nicht viel veränderlich sind, so kann man für die Praxis $\sqrt{U \sin. \alpha}$ nahe als eine constante Grösse ansehen, und dann stimmt die letzte Formel mit (63) überein, woraus hervorgeht, dass durch die Regel (63), sowohl für eine gute Zuleitung des Wassers, als auch für passende Construktions-Verhältnisse des Zuleitungsapparats gesorgt ist.

Ueber die Wahl der Winkel α und β.

Es ist schon früher erläutert worden, dass diese Winkel innerhalb gewisser Grenzen willkürlich gewählt werden können. Diese Grenzen, welche nach der Theorie sehr weit von einander entfernt liegen, rücken hinsichtlich α sehr nahe an einander, wenn man kleine, aber nicht unwesentliche Nebenrücksichten beachtet. Wird nämlich α sehr klein angenommen, so entstehen daraus zwei wesentliche Nachtheile. 1) Wird dadurch der schädliche Raum verhältnissmässig sehr gross, 2) werden dann die Leitkurvenkanäle sehr eng im Vergleich mit der Dicke der Leitkurven. Nimmt man α ziemlich gross, z. B. 45° an, so werden die Leitkurvenkanäle nach aussen zu divergirend, wodurch wiederum die schädlichen Räume gross ausfallen, und die Höhe des Rades wird so niedrig, dass man gezwungen wäre, sehr viele Leitkurven anzuwenden, um für die Querschnittsdimension der Kanäle zweckmässige Abmessungen zu erhalten. Versucht man für verschiedene Annahmen die Construktion zu verzeichnen, so überzeugt man sich bald, dass nur dann gute Verhältnisse zu Stande kommen, wenn der Winkel, unter welchem eine Leitkurve den inneren Umfang des Schützens schneidet, nahe 25° beträgt, in welchem Falle die mittlere Richtung, nach welchen das Wasser aus den Leitkurven austritt, ungefähr einen Winkel $\alpha = 30°$ mit dem innern Umfang des Rades bildet. Zu dieser Regel ist auch *Fourneyron* allmählig geführt worden, wie seine in neuerer Zeit erbauten Turbinen beweisen.

Der Winkel β ist $= 90°$ zu nehmen, wenn man sich an die Regel halten will, welche *Fourneyron* bei allen seinen Turbinen bis jetzt beobachtet hat. Ich bin jedoch der Ansicht, dass es zweckmässiger ist, β kleiner als 90°, und z. B. nur 60° zu nehmen, weil man in

diesem Falle, mit einer mässig breiten Radkrone, Radkurven von schwacher Krümmung erhält.

Das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$

richtet sich theils nach dem Winkel β, theils nach dem inneren Halbmesser R_2. Da die Radkurven den äussern Umfang des Rades unter einem kleinen Winkel schneiden, so bestimmt β ungefähr den Winkel, um welchen die Wassertheilchen während ihres Durchganges durch das Rad in der Richtung ihrer Bewegung abgelenkt werden. Ist β klein, so ist die Ablenkung unbedeutend, ist β gross, so ist es auch die Ablenkung. Da aber, um alle Unregelmässigkeiten in der Bewegung des Wassers zu vermeiden, die Ablenkung nur allmählig geschehen darf, so wird eine um so längere Radkurve nothwendig seyn, je grösser β ist, und da sich überdies die Radkurven um so mehr von dem inneren Umfang des Rades entfernen, je grösser β wird, so ist klar, dass die Breite $R_1 - R_2$ der Radkrone und mithin auch das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ mit β gleichzeitig wachsend angenommen werden muss.

Es ist ferner auch leicht einzusehen, dass das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ bei einem grossen Rade kleiner angenommen werden darf, als bei einem kleinen Rade, weil es sich überhaupt nur darum handelt, die Krümmung der Radkurve nicht zu stark zu machen. Da sich aus der Natur der Sache wohl kaum ein strenger, scharf ausgesprochener Grundsatz für die Bestimmung von $\frac{R_1}{R_2}$ angeben lässt, so ist es am zweckmässigsten, eine empirische Regel anzugeben, welche mit den Dimensionen von ausgeführten Turbinen möglichst nahe übereinstimmt, was bei folgender Formel ziemlich nahe der Fall ist:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + 0{\cdot}0045 \frac{\beta}{\sqrt[3]{R_2}} \qquad (65)$$

wobei β in Graden und R_2 in Metres auszudrücken is. Diese Formel gibt zwar für $\beta = 90^0$ und für kleine Werthe von R_2 einen zu grossen Werth für $\frac{R_1}{R_2}$, allein da es überhaupt nicht zweckmässig ist, kleine Turbinen mit Leitschaufeln zu bauen, so genügt die Formel (65) für die praktisch zweckmässigen Fälle.

Für $\beta = 90^0$ wird:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}405}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Für $\beta = 60°$ wird

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}27}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Bei den von *Fourneyron* construirten Turbinen ist gewöhnlich $\frac{R_1}{R_2}$ $= 1{\cdot}38$ bis $1{\cdot}5$.

Anzahl der Leitkurven.

Je mehr Leitkurven vorhanden sind, desto sicherer wird das Wasser durch die Kanäle geleitet, desto öfter wiederholt sich aber auch die Störung, welche die Kanten jeder Kurve in der Bewegung des Wassers verursachen, woraus hervorgeht, dass die Anzahl der Leitkurven innerhalb gewisser Grenzen gehalten werden muss. Die Leitungsfähigkeit eines Leitkurvenkanals richtet sich theils nach dem Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ zwischen der grössten Höhe der Schützenöffnung und der äusseren Weite der Kanäle, theils nach der absoluten Grösse von s. Je grösser dass Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ und je kleiner gleichzeitig der absolute Werth von s ist, desto sicherer vermag ein Kanal das Wasser zu leiten. Wenn s einen gewissen Werth überschreitet, so kann der Kanal das Wasser nicht mehr leiten, wie auch das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ seyn mag; das Wasser folgt dann nur den concaven Seiten der Leitkurven, und verlässt die convexen Seiten, füllt also den Kanal nicht mehr ganz aus, und der mittlere Winkel α, nach welchem das Wasser austritt, fällt grösser aus, als in dem Falle, wenn die Kanäle ganz gefüllt durchströmt werden. Unter solchen Umständen müssen nothwendig sehr nachtheilige Unregelmässigkeiten in der Zuleitung des Wassers entstehen, die bei einer guten Construktion der Maschine nicht zulässig sind.

Damit nun der Werth von s nie zu gross ausfällt, muss nothwendig das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ für grosse Räder grösser genommen werden, als für kleine; und dies ist um so viel mehr richtig, als bei grossen Rädern meistens eine oder mehrere Zwischenkronen angebracht werden, und man also dafür sorgen muss, dass das Verhältniss zwischen den kleinern Höhen der Schützenöffnungen und der Weite s der Zuleitungskanäle nicht zu klein ausfällt.

Diese Ansicht wird zwar durch die Dimensionen der Turbinen Tabelle I. nicht bestätiget, aber auch nicht widerlegt, weil sich

bei diesen Rädern, hinsichtlich des Verhältnisses, $\frac{\delta_1}{s}$ keine bestimmte Regel ausspricht. Es scheint, *Fourneyron* hat es sich zur Regel gemacht, 24 bis 30 Leitkurven und 30 bis 36 Radkurven zu nehmen, und in jedem einzelnen Falle nach dem praktischen Gefühle die passende Zahl innerhalb dieser Grenzen auszuwählen. Bei der Mehrzahl seiner Turbinen liegt das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ zwischen 3 und 4·5.

Mit Berücksichtigung der oben entwickelten Grundsätze und der Dimensionen der Turbinen Tabelle I. ist folgende empirische Formel entstanden:

$$\frac{\delta_1}{s} = 2(1 + R_2) \qquad (66)$$

Es liesse sich nun allerdings berechnen, wie gross die Anzahl der Leitkurven genommen werden müsste, damit die Verhältnisse der Querschnitts-Dimensionen der Kanäle mit (66) genau übereinstimmen, allein die Formel fällt so complizirt aus, dass es zweckmässiger ist, zu diesem Endzwecke ein empirisches Verfahren zu befolgen, welches darin bestehen kann, dass man vorläufig 24 bis 30 Radkurven annimmt, den Leitkurvenapparat vollständig verzeichnet, und dann nachsieht, ob das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ mit jenem übereinstimmt, welches die Formel (66) angibt. Zeigt sich keine solche Uebereinstimmung, so ist es dann eine leichte Sache, die Anzahl der Schaufeln so weit zu vermehren oder zu vermindern, dass der Regel (66) Genüge geleistet wird; eine scharfe Uebereinstimmung ist übrigens durchaus nicht nothwendig, und man darf sich schon erlauben, um eine für die Theilung bequeme Zahl zu erhalten, einige Schaufeln mehr oder weniger zu machen.

Anzahl der Radkurven.

Was von der Leitungsfähigkeit der Leitkurvenkanäle im Allgemeinen gesagt worden ist, gilt auch von den Kanälen des Rades. Da wir bei der Construktion des Rades den allgemeinen Fall im Auge haben, dass der Winkel β innerhalb gewisser Grenzen beliebig angenommen werden kann, so müssen wir bei der Aufstellung einer Regel für die Bestimmung der Anzahl der Radkurven den Einfluss von β berücksichtigen. Da sich die innere Weite s_2 der Radkanäle mit β in gleichem Sinne ändert, und unter sonst gleichen Umständen der Werth von $\frac{\delta_1}{s_2}$ zunimmt, wenn β abnimmt,

und umgekehrt, so ist klar, dass die Anzahl der Radkurven, welche erforderlich ist, um passende Verhältnisse für die Querschnittsdimensionen der Kanäle zu erhalten, für kleinere Werthe von β ebenfalls kleiner seyn kann, als für grössere Werthe dieses Winkels. Um sowohl den Einfluss von β, als auch den Grundsatz zu berücksichtigen, dass bei grösseren Rädern unter sonst gleichen Umständen, etwas mehr Radkurven genommen werden sollen, als bei kleinen, scheint es zweckmässig zu seyn, den Werth von i_1 durch folgende empirische Formel zu bestimmen:

$$i_1 = 1{\cdot}2\, i \sin. \beta. \qquad (67)$$

Krümmung der Leitkurven.

Die Krümmung der Leitkurven muss so gewählt werden, dass die Kanäle nach aussen zu eine schwache Convergenz erhalten. In der Regel erreicht man dies, wenn man die Leitkurven nach dem Bogen eines Kreises krümmt, dessen Halbmesser ungefähr gleich $\frac{1}{2} R_2$ ist. Bei grossen Turbinen, bei welchen die Kanäle immer günstiger ausfallen, als bei kleinen, kann man auch mit Vortheil statt eines Kreisbogens eine stätige Linie wählen, deren Krümmung von innen nach aussen zu allmählig abnimmt; bei kleinen Turbinen geht dies aber aus dem Grunde nicht an, weil bei diesen die äusserste Krümmung der Leitkurven schon so stark ist, dass sie nicht noch mehr verstärkt werden darf.

Krümmung der Radkurven.

Die krumme Linie, welche *Fourneyron* in seiner Abhandlung über die Turbinen für die Construktion der Radkurven angibt, steht mit der Natur des Gegenstandes in gar keinem Zusammenhange, sondern ist überhaupt eine gewisse stätige krumme Linie, welche den äussern und inneren Umfang des Rades unter gewissen Winkeln schneidet. Es mag seyn, dass *Fourneyron* bei einer oder bei mehreren seiner ersteren Turbinen die Radkurven nach dieser Linie gekrümmt hat; gewiss ist es aber, dass er bei allen später erbauten Maschinen die Radurven aus zwei oder drei Kreisbögen zusammengesetzt hat. Die krumme Linie, welche Professor *Weisbach* vorgeschlagen hat, ist schon aus dem Grunde unbrauchbar, weil bei derselben am Anfange sehr starke Krümmungen vorkommen, denen das Wasser nicht folgen würde. Uebrigens beruht auch die Theorie dieser Kurve auf Voraussetzungen, welche bei guter Construktion von Turbinen nicht zulässig sind.

Die Gleichungen, welche Herr Professor *Weisbach* für die Construktion der Radkurve angibt, sind sehr complicirt. Bezeichnet man durch ϱ den Krümmungshalbmesser dieser Kurve, welcher einem Punkt entspricht, der sich in einer Entfernung x von der Axe des Rades befindet; so findet man:

$$\varrho = x^3 \frac{\sqrt{x^4 - R_2^4 \sin.^2 \beta}}{x^4 + R_2^4 \sin.^2 \beta}$$

und für den Fall, wenn $\beta = 90$ ist:

$$\varrho = x^3 \frac{\sqrt{x^4 - r^4}}{x^4 + r^4}$$

Vermittelst dieses Ausdruckes, den ich bereits im Jahr 1836 aufgefunden habe, lässt sich jene Kurve sehr leicht genau aus Kreisbögen zusammensetzen; da wir sie aber überhaupt verwerfen, so haben diese Formeln keinen praktischen Werth.

Da überhaupt in allen Formeln der entwickelten Theorie keine Spur über eine bestimmte Gestalt der Radkurven vorkommt, so dürfen wir ohne Bedenken annehmen, dass die Gestalt der Kurve als solche durchaus keinen Einfluss haben kann auf den Nutzeffekt, und dies berechtigt uns, die Regel auszusprechen, dass für die Radkurve entweder ein einziger, oder mehrere tangirend aneinander gefügte Kreisbögen, oder auch sonst eine stätig geformte Linie gewählt werden dürfe, und diese Regel befolgt auch *Fourneyron*, wie ich mich durch mehrere Originalzeichnungen im natürlichen Maassstabe von Turbinen überzeugt habe.

Für die praktische Construktion der Radkurven kann man nun folgende Regeln befolgen.

Ist der Winkel β kleiner als 90^0 und z. B. 60^0, so kann man für die ganze Radkurve einen einzigen Kreisbogen annehmen, dessen Halbmesser so gewählt werden muss, dass der äussere Umfang des Rades durch die Radkurve unter einem sehr kleinen Winkel geschnitten wird. Ist der Winkel $= 90^0$, so setze man die Radkurve aus zwei Kreisbögen zusammen, von denen der äussere mit einem zweimal so grossen Halbmesser zu beschreiben ist, als der innere. Die Entfernung des Punktes, in welchem die Kreisbögen tangirend zusammentreffen von dem Mittelpunkt des Rades ist $1{\cdot}3\ R_2$ zu nehmen.

Aeussere Weite der Radkanäle.

Diese wichtige Dimension wird vermittelst der Gleichung (38) pag. 56 berechnet, und lässt sich auf folgende Art sehr genau in die Zeichnung des Rades auftragen. Man verzeichnet zuerst zwei unmittelbar aufeinander folgende Radkurven (Tafel 3) und setzt eine derselben bis zum Durchschnitt mit der andern fort. Hierauf zieht man in einem Abstande $u\,v = s_1$ zu $r\,q\,n$ einen concentrischen Kreisbogen, welcher die nächstfolgende durch w gehende Radkurve in w durchschneidet. Dieser Punkt w ist der Endpunkt der Radkurve. Macht man hierauf alle Radkurven eben so lang, so erhalten alle Kanäle aussen die verlangte Weite s_1.

Höhe des Rades.

Durch sämmtliche Regeln, welche bis hierher aufgestellt worden sind, wird der Horizontaldurchschnitt des Rades bestimmt, ist dieser verzeichnet, so kennt man alle Horizontal-Abmessungen des Rades. Um nun die Höhe des Rades zu bestimmen, muss das grösste Wasserquantum Q bekannt seyn, welches man bei ganz aufgezogenem Schützen auf das Rad wirken lassen will; dann erhält man zur Bestimmung der Höhe δ_1 des Rades oder der höchsten Schützenöffnung folgende Gleichung:

$$\delta_1 = \frac{Q}{\iota\, s\, k.\, U} \qquad (68)$$

s und ι erhält man aus der Zeichnung, k muss nach der Form des Leitkurvenkanals passend gewählt werden (in der Regel darf $k =$ 0·9 bis 1·0 gesetzt werden), und zur Bestimmung von U dient die Gleichung (32).

Ist die Wassermenge veränderlich, aber im allgemeinen bedeutend, so muss man das Rad mit einer oder mit zwei Zwischenkronen versehen, deren Entfernung nun wiederum, nach den verschiedenen Wasserquantitäten, die auf das Rad wirken sollen, bestimmt werden muss. Nennt man: $\Delta\,\Delta_1\,\Delta_2 \ldots$ die Entfernungen der einzelnen Kronen von der untern Hauptkrone; und $q\,q_1\,q_2 \ldots$. die Wasserquantitäten, die auf das Rad wirken sollen, wenn die Höhe der Schützenöffnung $\Delta\,\Delta_1\,\Delta_2 \ldots$ ist, so hat man:

$$\frac{Q}{\delta_1} = \frac{q_1}{\Delta} = \frac{q_1}{\Delta_1} = \frac{q_2}{\Delta_2}$$

demnach:

$$\Delta = \delta_1 \frac{q}{Q}$$

$$\Delta_1 = \delta_1 \frac{q_1}{Q}$$

$$\Delta_2 = \delta_1 \frac{q_2}{Q}$$

Da die Herstellung einer Zwischenkrone sehr viele Arbeit und Kosten verursacht, so wird man deren nie mehr als zwei anbringen, in welchem Falle also das Rad drei übereinander liegende Kanalsysteme erhält. Auch wird man nur in dem Falle zwei Zwischenkronen wählen, wenn sehr veränderliche und bedeutend grosse Wasserquantitäten zu verschiedener Zeit auf das Rad wirken sollen; oder wenn einige Wahrscheinlichkeit vorhanden ist, dass man in Folge der Zeit eine bedeutend grössere Betriebskraft nothwendig haben werde, als zur Zeit der Aufstellung der Maschine.

Vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades.

Für die Anlage der Transmission ist es nothwendig, die Geschwindigkeit zu kennen, mit welcher sich die Turbine in ihrem Beharrungszustand der Bewegung bewegen muss, um einen guten Effekt zu entwickeln. Hierzu dienen die Gleichungen (61) (62). Hat man vermittelst der einen oder der andern v_2 berechnet, so erhält man die entsprechende Anzahl Umdrehungen des Rades durch folgende Formel:

$$N = 9{\cdot}548. \frac{v_2}{R_2} = 9{\cdot}548 \frac{v_1}{R_1}. \qquad (69)$$

Hiermit sind also die wichtigsten Elemente, für die Construktion einer Turbine nach dem System von *Fourneyron* bekannt.

B. Turbinen ohne Leitkurven.

Der innere Halbmesser des Rades.

Was früher über die Bestimmung des innern Halbmessers einer Turbine nach *Fourneyron* im Allgemeinen gesagt worden ist, findet auch hier seine Anwendung; wir können daher die dort aufgestellte Gleichung (64) benutzen, um für die Turbine ohne Leitschaufeln einen zweckmässigen innern Halbmesser ausfindig zu machen.

Bezeichnen wir für einen Augenblick durch $(R_2)_f$ und $(R_2)_c$ die inneren Halbmesser, welche nach der Formel (64) zwei Turbinen für gleiche Gefälle und gleiche Wassermengen erhalten, wenn die erstere mit Leitkurven versehen wird, die letztere aber nicht; ferner durch U_f und U_c die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers bei beiden Turbinen, so ist:

$$(R_2)_f : (R_2) = 0{\cdot}72\sqrt{\frac{Q}{U_f \sin.\alpha}} : 0{\cdot}72\sqrt{\frac{Q}{U_c}}$$

oder:

$$(R_2)_f : (R_2)_c = \frac{1}{\sqrt{U_f \sin.\alpha}} : \frac{1}{\sqrt{U_c}} = \sqrt{U_c} : \sqrt{U_f \sin.\alpha}$$

Bei der Turbine mit Leitkurven ist aber in der Regel: $U_f = 0{\cdot}8\sqrt{2gH}$, $\sin.\alpha = 0{\cdot}5$; dagegen bei der Turbine ohne Leitschaufeln: U_c ungefähr gleich $0{\cdot}25\sqrt{2gH}$. Für diese Werthe wird obige Proportion:

$$(R_2)_f : (R_2)_c = \sqrt{0{\cdot}25\sqrt{2gH}} : \sqrt{0{\cdot}8 \times 0{\cdot}5\sqrt{2gH}}$$
$$= \sqrt{0{\cdot}25} : \sqrt{0{\cdot}40}$$

Hieraus folgt:

$$(R_2)_c = (R_2)_f \cdot \sqrt{\frac{40}{25}} = 1{\cdot}26\,(R_2)_f$$

Nehmen wir nun für $(R_2)_f$ den Werth, welchen die Gleichung (63) darbietet, so finden wir: für Turbinen ohne Leitkurven

$$R_2 = 0{\cdot}677\sqrt{Q}. \qquad (70)$$

Der innere Halbmesser einer Turbine ohne Leitkurven ist demnach grösser, als bei einer Turbine mit Leitkurven.

Das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ zwischen dem äussern und innern Halbmesser des Rades.

Die Formel (65) gibt für Turbinen ohne Leitkurven, bei welchen in der Regel $\beta = 25°$ ist, für $\frac{R_1}{R_2}$ zu kleine Werthe, es ist daher nothwendig hier eine besondere Regel zur Bestimmung dieses Verhältnisses aufzustellen. Es ist leicht einzusehen, dass die Breite $R_1 - R_2$ der Radkrone, bei grossen und kleinen Rädern nicht

sehr stark variiren darf; daher muss das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ bei kleinen Rädern grösser genommen werden, als bei grossen Rädern. Diess zeigen auch die Dimensionen der Turbinen (13) und (14) Tabelle I. denn bei der kleinen Turbine von Ettlingen ist $\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}25$ und bei dem grossen Rade von Sargemine ist $\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}1$. Legt man diese Verhältnisse zu Grunde, so ergibt sich folgende empirische Formel:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}28 - 0{\cdot}10\, R_2. \qquad (71)$$

Höhe des Rades.

Für die Bestimmung dieser Dimension hat man die Formel

$$\delta_1 = \frac{Q}{2 R_2 \pi . U}$$

Um aber U zu bestimmen, muss man die Gleichungen (40), (42), (43) berücksichtigen, und muss sich über den Werth von f entscheiden. *Cadiat* sagt, dass seine Turbinen den besten Effekt entwickeln, wenn die Geschwindigkeit am äussern Umfange des Rades $0{\cdot}6\sqrt{2gH}$ ist. Für diesen Werth von v_1 wird aber wegen (42) $f = 1{\cdot}9$ und die Gleichung (44) gibt dann: $\frac{E_n}{\varrho Q H} = 0{\cdot}66$. Da dies Resultat nicht sehr günstig ist, so wird es zweckmässiger seyn, wenn wir die Dimensionen der Maschine so bestimmen, dass die vortheilhafteste Geschwindigkeit etwas grösser ausfällt, weil dann $\frac{E_n}{\varrho Q H}$ günstiger ausfällt.

Nehmen wir demnach an:

$$v_1 = 0{\cdot}7\sqrt{2gH}$$

so wird wegen (42)

$$f_1 = 1{\cdot}74$$

und die Gleichung (43) gibt dann:

$$U = 0{\cdot}7 \frac{R_2}{R_1} tang.\, \beta . \sqrt{2gH}.$$

Führt man diesen Werth von U in dem vorhergehenden Ausdruck für δ_1 ein, so ergibt sich:

$$\delta_1 = \frac{Q}{1{\cdot}4\,\pi\,.\,R_2\,\frac{R_2}{R_1}\,tang.\,\beta\,.\sqrt{2gH}} \qquad (72)$$

Anzahl der Radkurven.

Aus der Gleichung (47) folgt:

$$i_1 = \frac{Q}{\delta_1^2\left(\frac{s_1}{\delta_1}\right)v_1\,f\,k_1}$$

Setzt man, um passende Verhältnisse für die Querschnittsdimensionen der Kanäle zu erhalten, $\frac{\delta_1}{s_1} = 4$, substituirt für v_1 und f_1 obigen Werth, und nimmt $k_1 = 0{\cdot}9$, so erhält man:

$$i_1 = 3{\cdot}65\,\frac{Q}{\delta_1^2\sqrt{2gH}} \qquad (73)$$

Da sich in der Regel für i_1 keine ganze Zahl ergeben wird, so nimmt man für die Anzahl der Leitkurven diejenige ganze Zahl, welche für die Theilung des Rades bequemer ist, und dem berechneten Werth von i_1 am nächsten kommt. Dies hat aber nun zur Folge, dass der Werth von s_1 besonders berechnet werden muss.

Aeussere Weite der Radkanäle.

Zur Bestimmung dieser Dimension folgt aus 47:

$$s_1 = \frac{Q}{i_1\,\delta_1\,v_1\,f\,k.} \qquad (74)$$

In diese Gleichung muss man setzen: für i_1 die wirkliche Anzahl der Radkurven, und nicht den aus der Formel (73) berechneten Werth, ferner:

$$v_1 = 0{\cdot}7\sqrt{2gH},\quad f = 1{\cdot}74,\quad k_1 = 0{\cdot}9$$

Anzahl der Umdrehungen des Rades.

Da wir $v_1 = 0{\cdot}7\sqrt{2gH}$ annehmen, so ergibt sich für die Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1′

$$N = 9{\cdot}548\,\frac{v_1}{R_1} = 6{\cdot}68\,.\,\frac{\sqrt{2gH}}{R_1} \qquad (75)$$

Hiermit sind alle wesentlichen Dimensionen einer Turbine ohne Leitkurven bestimmt.

C. Die Schottische Turbine.

Die Gleichungen (48) incl. (51) führen uns mit Berücksichtigung der Angaben, Tabelle II., über ausgeführte Turbinen zu brauchbaren praktischen Regeln für die Abmessungen dieser Anordnung.

Die Gesetze, welche durch die Gleichungen (48) und (51) ausgesprochen sind, stimmen mit den Erfahrungsresultaten der Tabelle II. überein. Da nämlich $\frac{R_2}{R_1}$ nicht stark veränderlich ist, so folgt unter dieser Voraussetzung aus den Gleichungen (48) und (51).

$$\frac{v_1}{\sqrt{2gH}} = \text{Constante.}$$

$$\frac{u_1}{\sqrt{2gH}} = \text{Constante.}$$

und da $Q = u_1 \Omega_1$ ist, so ergibt sich auch

$$\frac{\frac{\Omega_1}{Q}}{\sqrt{2gH}} = \text{Constante.}$$

Die Resultate der genannten Tabelle geben in der That für diese Verhältnisse sehr nahe constante Werthe, und man erhält nun mit einer praktisch genügenden Genauigkeit folgende Formeln:

$$\Omega_1 = 1{\cdot}1 \frac{Q}{\sqrt{2gH}} \tag{76}$$

$$v_1 = 0{\cdot}818\sqrt{2gH} \tag{77}$$

$$N = 7{\cdot}81 \frac{\sqrt{2gH}}{R_1} \tag{78}$$

Der innere Halbmesser R_2 des Rades,

der die Grösse der Oeffnung bestimmt, durch welche das Wasser in das Rad eintritt, hängt vorzugsweise von der Wassermenge ab, die auf das Rad wirken soll. Nimmt man diese Oeffnung zu klein an, so wird die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad zu gross, und es entstehen dann leicht Störungen und Stösse,

die vermieden werden sollen. Nimmt man jenen Halbmesser zu gross an, so werden die Verhältnisse der Hauptdimensionen des Rades ganz unpassend; es wird nämlich die Höhe des Rades zu niedrig und der äussere Halbmesser desselben zu gross, weil $\frac{R_1}{R_2}$ nicht kleiner als 4 oder 3 genommen werden soll. Man erhält in allen praktischen Fällen für R_2 einen passenden Werth, wenn man von der Voraussetzung ausgeht, dass bei allen diesen Turbinen das Wasser durch den Querschnitt des Kreises vom Halbmesser R_2 mit einer Geschwindigkeit von 2^m sich bewegen soll. Aus dieser Annahme folgt:

$$R_2 = 0{\cdot}4\sqrt{Q}. \qquad (79)$$

Der äussere Halbmesser R_1

kann bei dreiarmigen Turbinen, die für grössere Wassermassen gehören, viermal, und für zweiarmige Turbinen, die bei kleinen Wassermengen zweckmässig anwendbar sind, dreimal so gross genommen werden, als R_2. Man hat demnach folgende Regel:

$$\left.\begin{aligned} R_1 &= 4R_2. \text{ für 2armige Turbinen,} \\ R_1 &= 3R_2. \text{ „ 3 „ „} \end{aligned}\right\} (80)$$

Die Krümmung der Kanäle.

Die Gestallt der Kanäle ist zwar der Hauptsache nach gleichgültig, wenn nur der Winkel β (für welchen hier der Winkel zu nehmen ist, unter welchem die Axe eines Radkanals den inneren Umfang des Rades schneidet) nicht zu gross ausfällt, weil sonst die convace Wand eines jeden Radkanals gegen das eintretende Wasser schlägt. Bei den Turbinen, welche in Schottland ausgeführt worden sind, ist die Axe des Kanales nach einer gewöhnlichen Spirallinie gekrümmt, bei welcher die Radienvektoren proportional mit dem Polarwinkel wachsen. Diese Kurve ist leicht zu construiren und gibt den Kanälen passende Krümmungen. Da sie mit der Natur der Sache in keinem wesentlichen Zusammenhang steht, so kann man keine wissenschaftliche Regel für die zweckmässigste Länge des Spiralbogens angeben. Nach mehreren angestellen Versuchen glaube ich, dass bei dreiarmigen Turbinen, eine halbe, bei zweiarmigen Turbinen $^2/_3$ einer Umwindung angenommen werden darf. Bei der später folgenden praktischen Anleitung zur Verzeichnung der Turbinen überhaupt, werden auch die Regeln für die Verzeichnung der spiralförmigen Radkanäle angegeben.

Die Höhe δ_1 der Radkanäle.

Damit in der Bewegung des Wassers keine plötzliche Geschwindigkeitsänderung eintreten kann, muss der Querschnitt der ringförmigen Oeffnung, durch welche es nach radialer Richtung gegen die Radkanäle hinströmt, eben so gross gemacht werden, als der Querschnitt der Ausmündungsöffnung des Zuleitungsrohres, denn diese Querschnitte folgen fast unmittelbar aufeinander. Man hat daher die Bedingung:

$$2 R_2 \pi \delta = R_2^2 \pi$$

woraus folgt:

$$\delta = \tfrac{1}{2} R_2.$$

Da es für die Einfachheit der Ausführung zweckmässig ist, wenn die Radkanäle überall gleich hoch gemacht werden, so ist durch diesen Werth von δ zugleich die Höhe der Kanäle bestimmt.

Aeussere Weite der Kanäle.

Zur Bestimmung dieser Dimension hat man:

$$e_1 = \frac{\Omega_1}{i_1 \delta_1}$$

Hiermit sind alle wesentlichen Dimensionen der Maschine bestimmt.

Praktische Anleitung zur Verzeichnung von Turbinen mit Leitkurven.

Tafel 2. und 3. des Textes.

Man bestimme zuerst die Wassermenge, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll, wenn dieses Datum nicht unmittelbar gegeben seyn sollte. Nennt man $\mathfrak{N}$ den Nutzeffekt, in Pferdekräften à 75 Kill. Met. ausgedrückt, welchen die Turbinen entwickeln soll, und nimmt man an, dass derselbe 0·75 von dem absoluten Effekt der Wasserkraft betrage, so hat man zur Bestimmung der Wassermenge Q in Kubik Metres ausgedrückt folgende Formel:

$$Q = 0{\cdot}1 . \frac{\mathfrak{N}}{H}. \qquad (81)$$

Nun berechne man den innern Halbmesser R_2 des Rades vermittelst der Formel.

$$R_2 . = 0{\cdot}538 \sqrt{Q} \qquad (63)$$

und verzeichne mit demselben den inneren Umfang *a* Tafel 2. und 3. des Rades. Da bei der Turbine von *Fourneyron* kein merklicher Wasserverlust am innern Umfange des Rades zu befürchten ist, so könnte man zwar den Zwischenraum zwischen dem innern Umfang des Rades und dem äusseren Umfang des Schützens ziemlich gross annehmen, allein es ist sowohl wegen der Leitung des Wassers, und auch um die schädlichen Räume möglichst zu vermindern, gut, diesen Zwischenraum so wie auch die Dicke des Schützencylinders möglichst klein zu machen. Bei kleinen Turbinen können diese Theile abgedreht werden, und dann kann man die Spalte 0·001^{m}· bis 0·002^{m}· annehmen. bei grossen Turbinen muss man sie aber doch wenigstens 0·005^{m}· machen. Wird der Schützenmantel von Gusseisen gemacht, so muss er für kleine Turbinen wenigstens 0·01^{m}·, für grössere 0·015^{m}· Dicke erhalten; der obere Theil dieses Cylinders, welcher sich bei der tiefsten Stellung desselben über dem Rade befindet, kann aber, um dem Ganzen mehr Steifheit zu geben, dicker gemacht werden. Hat man die Kreise verzeichnet, welche den Durchschnitt des Schützens darstellen, so muss man den Winkel angeben, unter welchem die Leitkurven den innern Kreis des Schützens schneiden sollen. Dieser Winkel in Graden ausgedrückt ist:

$$\angle b\,c\,d = 25^{0} - H^{0}.$$

Für grössere Gefälle ist es nämlich gut, diesen Winkel kleiner zu nehmen, als für kleinere Gefälle, damit die Höhe des Rades eine passende Grösse erhält. Bei der Turbine Tafel 3 ist $\angle b\,c\,d = 15$. Bei der Turbine Tafel 2 ist $\angle b\,c\,d = 24^{0}$.

Nun nehme man provisorisch bei kleineren Turbinen 24, bei grösseren Turbinen 30 Leitkurven an, theile den inneren Umfang des Schützens in eben so viele gleiche Theile, construire an einem dieser Theilungspunkte z. B. *c* den Winkel *b c d*, errichte auf *c b* in *c* ein Perpentikel *c e*, trage auf dasselbe eine Länge $= {}^{1}/_{2}\,R_{2}$ auf, und beschreibe mit derselben aus *e* als Mittelpunkt einen durch *c* gehenden Kreisbogen gegen den Mittelpunkt des Rades hin, welcher somit die convace Seite der durch *c* gehenden Leitkurve ist. Um auch die convexe Seite derselben zu verzeichnen, trage man die Blechdicke (welche nur 0·003^{m}· bis 0·004^{m}· betragen soll) auf und beschreibe aus *e* einen concentrischen Kreis. Um die übrigen Leitkurven zu verzeichnen, bestimme man die Mittelpunkte derselben, indem man durch *e* aus *O* als Mittelpunkt einen Kreis beschreibt, und in denselben mit einer Cirkelöffnung $= {}^{1}/_{2}\,R_{2}$ aus den einzelnen Theilungspunkten im innern Umkreise des Schützens einschneidet. Was nun weiter zu thun ist um die Verzeichnung

der Leitkurven zu vollenden, bedarf keiner weitern Erklärung. Bei den Turbinen (Tafel 2 und 3) ist die halbe Anzahl der Leitkurven bis an die Röhre, und die andere halbe Anzahl bis auf eine Entfernung $^2/_3 R_2$ von O fortgesetzt. *Fourneyron* wählt in der neuern Zeit stets diese Anordnung, welche den Vortheil gewährt, dass wenigstens die ganz hereingehenden Kurven sehr sorgfältig befestiget werden können. Ist nun der Leitkurvenapparat verzeichnet, so bestimme man die Grössen s und α, was auf folgende Weise geschieht.

Man verbinde den Punkt c mit dem Mittelpunkt e_1 der durch c_1 gehenden Leitkurve, und messe mit aller Genauigkeit den Abstand $cf = s$. Ferner ziehe man durch die Punkte c und f an die durch c und c_1 gehenden Kurven Tangenten, verlängere dieselben bis zu ihrem Durchschnitt in m, halbire den Winkel fmc durch die Linie mkh und ziehe an den inneren Umfang des Rades in dem Punkte k, wo derselbe von der Halbirungslinie mh geschnitten wird, eine Tangente, so ist: $\angle lkg = \alpha$. Um diesen Winkel in Graden ausgedrückt zu erhalten, kann man sich eines Transporteurs bedienen. Die so gemessenen Werthe von s und α bemerke man sich vorläufig. Um die Höhe der Schützenöffnung zu bestimmen, welche der Wassermenge Q entspricht, und die mit der Höhe des Rades übereinstimmt, muss man noch den Winkel β angeben. *Fourneyron* hat bei den von ihm erbauten Turbinen jederzeit $\beta = 90°$ genommen, wie es bei der Turbine (Tafel 2) der Fall ist. Ich bin jedoch der Meinung, dass es zweckmässiger ist, β kleiner als 90°, und z. B. wie es bei der Turbine (Tafel 3) der Fall ist, 60° zu nehmen, weil man dann die Radkronen nicht so breit zu machen braucht, als wenn $\beta = 90°$ genommen wird, um schwach gekrümmte Radkurven zu erhalten. Hat man sich über die Wahl von β entschieden, so berechne man die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers durch folgende Formel:

Für irgend einen Werth von β ist:

$$U = \sqrt{g H . \frac{sin.\ \beta}{cos.\ \alpha\ sin.\ (\alpha + \beta)}} \qquad (32)$$

wenn $\beta = 90°$ genommen wird, ist:

$$U = \frac{\sqrt{g H}}{cos.\ \alpha}$$

und dann hat man zur Bestimmung von δ die Gleichung

$$\delta = \frac{Q}{i\ s\ k\ U.} \qquad (68)$$

in welcher für i die provisorisch angenommene Anzahl Leitkurven, für s die Entfernung cf in Metres ausgedrückt, für Q die Wassermenge, welche per 1″ auf das Rad wirken soll, in Kubik Metres für U den unmittelbar vorher gefundenen Werth, endlich für k, 1 oder 0·9 zu setzen ist, je nachdem der Winkel α sich mehr dem Werthe 25° oder mehr dem Werthe 15° nähert. Ist δ berechnet, so sehe man nach, wie oftmals s in δ enthalten ist, d. h. wie gross der Werth von $\frac{\delta}{s}$ ist. Ist dieses Verhältniss $= 2(1 + R_2)$ oder nicht viel davon verschieden, so kann die angenommene Anzahl Leitkurven, so wie überhaupt die ganze Verzeichnung des Apparates beibehalten werden, was in der Regel der Fall seyn wird. Ist die Differenz zwischen den Werthen von $\frac{\delta}{s}$ und von $2(1 + R_2)$ grösser als 0·5, so ist es besser die provisorisch angenommene Anzahl i Kurven, und den daraus durch Verzeichnung aufgefundenen Werth von s nicht beizubehalten. Um dann in diesem Falle die richtige Anzahl Leitkurven zu erhalten, berechne man den Werth des Ausdruckes: $i \frac{2(1 + R_2)}{\left(\frac{\delta}{s}\right)}$ und nehme die nächste ganze, für die Theilung bequeme Zahl. Mit dieser richtigen Anzahl wiederhole man die Construktion des Leitkurvensystems von neuem.

Die Anzahl der Radkurven findet man durch Multiplikation der richtigen Anzahl Leitkurven mit: $1{\cdot}2 \sin. \beta$. Zur Berechnung des Verhältnisses $\frac{R_1}{R_2}$ zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades dient die Formel:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}0045\,\beta}{\sqrt[3]{R_2}}$$

wobei der Winkel β in Graden ausgedrückt zu nehmen ist.

Für $\beta = 90°$ ist die Anzahl der Radkurven gleich 1·2mal der Anzahl der Leitkurven, und $\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}405}{\sqrt[3]{R_2}}$.

Für $\beta = 60°$ ist die Anzahl der Radkurven gleich der Anzahl der Leitkurven und $\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}27}{\sqrt[3]{R_2}}$.

Um den Werth von R_1 zu erhalten, muss man diese Verhältnisszahl mit R_2 multipliziren.

Da nun die Grössen $i, i_1, s, \frac{R_1}{R_2}$, α, β bekannt sind, so kann man nun auch die äussere Weite s_1 der Radkanäle vermittelst der Formel:

$$s_1 = s. \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{sin.\beta}{sin.(\alpha+\beta)} \qquad (38)$$

berechnen, wobei zu setzen ist:

$k = 0{\cdot}9$ wenn α kleiner als 24°
$k = 1{\cdot}0$ „ α grösser als 24°
$k_1 = 0{\cdot}9$.

Nun verzeichne man das Rad, wobei folgendes Verfahren zu empfehlen ist.

Man verzeichne mit R_1 den äusseren Umfang des Rades, theile den inneren Umfang desselben in i_1 gleiche Theile, construire in einem beliebigen Theilungspunkt n den Winkel β und errichte in n auf on eine senkrechte np, so liegt in dieser der Mittelpunkt des Kreises für die innere Krümmung der durch n gehenden Radkurve. Wenn $\beta = 60°$ ist, so kann die Radkurve aus einem einzigen Kreisbogen gebildet werden, dessen Halbmesser so zu wählen ist, dass der unbestimmt fortgesetzte Kreisbogen den äusseren Umfang des Rades unter einem sehr kleinen Winkel schneidet.

Wenn $\beta = 90°$ ist, muss man, um für die Radkanäle passende Formen zu erhalten, jede Radkurve wenigstens aus zwei Kreisbögen zusammensetzen. Sowohl auf (Tafel 2) als auch auf (Tafel 3) ist jede Radkurve aus zwei Kreisbögen nq und qr zusammengesetzt.

Der Krümmungshalbmesser np und qt für die Bögen nq und qr kann nicht jederzeit so gross gewählt werden, wie sie in den Zeichnungen angegeben sind; diese Angaben sind nur als ungefähre Werthe anzusehen, vermittelst welchen man durch folgendes empirisches Verfahren sehr leicht zu passenden Krümmungen für die Radkurven geführt wird.

Man versuche zuerst wenn $\beta = 90°$ genommen wurde, mit den auf (Tafel 2) angegebenen Werthen von np, qt und Oq und wenn $\beta = 60°$ genommen wurde, mit den auf (Tafel 3) angegebenen Werthen von np, qt, Oq eine Radkurve zu verzeichnen, welche man aussen in's Unbestimmte fortsetzt. Schneidet nun der in's Unbestimmte verlängerte Bogen qr den mit R_1 beschriebenen äusseren Umfang des Rades unter einem sehr kleinen Winkel, so ist die verzeichnete Kurve beizubehalten. Schneidet qr den äusseren Umfang unter einem Winkel, der gleich oder grösser als 15° ist, so muss man die

Construktion der Kurve mit etwas kleineren Krümmungshalbmessern versuchen. Wird der äussere Umfang des Rades von dem Bogen qr berührt oder gar nicht getroffen, so muss man die Construktion der Kurve mit Krümmungshalbmessern versuchen, die etwas grösser sind als die in den Zeichnungen angegebenen Werthe von np und qt. Durch dieses Tatonnement, welches allerdings nicht ein wissenschaftliches Verfahren genannt werden kann, gelangt man aber doch praktisch am einfachsten zum Ziele, denn eine scharfe mathematische Formel zur Bestimmung von np und qt würde sehr weitläufig werden.

Hat man nun nach einigen Versuchen die Krümmungsmittelpunkte p und t und die Krümmungshalbmesser np und qt so gewählt, dass der Bogen qr den äusseren Umfang des Rades unter einem kleinen Winkel schneidet, so verzeichne man zwei unmittelbar aufeinander folgende Radkurven mit Angabe ihrer Dicke, welche bei kleinen Turbinen $0{\cdot}004^{m}$, bei grösseren $0{\cdot}005^{m}$ bis $0{\cdot}006^{m}$ genommen werden kann, und verlängere vorläufig eine derselben bis zum Durchschnitt mit der andern. Hierauf mache man uv gleich dem berechneten Werth von s_1 und beschreibe durch u einen zur Kurve v concentrischen Kreisbogen uw, so bestimmt der Durchschnittspunkt w desselben mit der Radkurve den Endpunkt derselben, und mithin auch die richtige äussere Weite des Radkanals. Streng genommen, muss der Punkt w auch in dem Umfang des mit R_1 beschriebenen Kreises liegen, es ist jedoch von gar keinem merklichen Nachtheil, wenn diess nicht ganz scharf eintrifft; denn man kann ja nicht grundsätzlich streng sagen, welches der eigentliche Werth von R_1 ist. Ist nun eine Radkurve fertig gezeichnet, so werden alle übrigen ganz identisch mit der ersten gemacht. Zu diesem Behufe zieht man durch p, t und q, aus O als Mittelpunkt, Hilfskreise, schneidet mit einer Cirkelöffnung $= np$ aus allen Theilungspunkten des innern Radumfanges, in den durch p gehenden, und mit einer Cirkelöffnung $= nt$ aus denselben Theilungspunkten in den durch t gehenden Hilfskreis ein, so sind diese Einschnittspunkte die Krümmungsmittelpunkte für alle Radkurven. Die Endpunkte der Radkurven kann man entweder nach dem Verfahren bestimmen, welches bei wx angewendet wurde (und diess ist am genauesten) oder man kann auch, wenn alle Kurven mit grösster Genauigkeit verzeichnet wurden, mit der Entfernung nr aus allen Theilungspunkten des innern Radumfanges, die Längen der Kurven abschneiden.

Um endlich noch den Winkel γ zu bestimmen (welcher nur dann genauer bekannt seyn muss, wenn man die vollständige Be-

rechnung des Rades nach den allgemeinen Gleichungen machen will) ziehe man durch x und w Tangenten an die Radkurve, halbire durch $y\,z$ den Winkel $w\,y\,x$, den diese Tangenten bilden, und ziehe durch z eine auf $O\,z$ senkrechte Linie $z\,s$, so ist

$$< y\,z\,s = \gamma.$$

Zur Bestimmung der Höhe δ_1 des Rades hat man die Formel:

$$\delta_1 = \frac{Q}{i.\,s.\,k.\,U.}$$

Zur Bestimmung der vortheilhaftesten Anzahl N der Umdrehungen des Rades per 1′ hat man:

$$\mathfrak{N} = 6{\cdot}75\,\frac{\sqrt{g\,H.\frac{sin.\,(\alpha+\beta)}{sin.\,\beta\,cos.\,\alpha}}}{R_2.}$$

Wenn $\beta = 90°$ erhält man:

$$N = 4{\cdot}7\,\frac{\sqrt{2\,g\,H}}{R_2}$$

Zur Bestimmung des Durchmessers d der Turbinenaxe in Centimetres, hat man

$$d = 16\sqrt[3]{\frac{\mathfrak{N}}{N}}$$

wobei $\mathfrak{N}$ den Nutzeffekt des Rades in Pferdekräften à 75 Kill. Met. ausgedrückt bedeutet, und N die so eben berechneten Anzahl Umdrehungen des Rades per 1′.

Für die Bestimmung der Dimension aller Theile, welche zum Aufzug und zur Transmission dienen, gebe ich hier keine Regeln an, weil dieser Gegenstand in einer besondern Monographie behandelt werden wird.

Wenn man sich mit einem geringeren, aber doch für die Praxis genügenden Grad von Genauigkeit begnügen will, kann man das Turbinenrad nach folgendem einfachen Verfahren berechnen und verzeichnen.

Man berechne die Wassermenge Q, welche per 1″ auf das Rad wirken muss, damit es den zum Betriebe nothwendigen Effekt hervorbringen kann vermittelst der Formel:

$$Q = 0{\cdot}1\,\frac{\mathfrak{N}}{H}.$$

Hierauf berechne man den inneren Halbmesser R_1 des Rades vermittelst der Formel:

$$R_1 = 0{\cdot}538\sqrt{Q}.$$

Ist R_1 gleich oder kleiner als $0{\cdot}5^m$, so verzeichne man den Horizontaldurchschnitt des Rades geometrisch ähnlich dem Rade Tafel VI.

Ist R_1 grösser als 0·5, so verzeichne man den Horizontaldurchschnitt des Rades ähnlich dem Rade Tafel III.

Um die Höhe δ_1 des Rades zu bestimmen, berechne man zuerst den Werth von U vermittelst der Formel:

$$U = 0{\cdot}8\sqrt{2gH}$$

und dann erhält man:

$$\delta_1 = \frac{Q}{is\,U}.$$

Die zweckmässigste Anzahl N der Umdrehungen des Rades per 1″ ist:

$$N = 4{\cdot}7\,\frac{\sqrt{2gH}}{R_2}.$$

Praktische Anleitung zur Verzeichnung von Turbinen ohne Leitkurven.

Wenn die Wassermenge, welche auf die Turbinen wirken soll, nicht unmittelbar angegeben ist, so muss dieselbe aus dem Gefälle und dem Nutzeffekt, welchen das Rad entwickeln soll, berechnet werden. Hierzu dient folgende Formel:

$$Q = 0{\cdot}125\,\frac{\mathfrak{N}}{H}$$

wobei $\mathfrak{N}$ den Nutzeffekt in Pferdekräften à 75 Kill. Met. bedeutet, den die Turbine entwickeln soll. Nun berechne man den innern Halbmesser R_2 der Turbine vermittelst der Formel:

$$R_2 = 0{\cdot}677\sqrt{Q}$$

und verzeichne mit demselben den innern Umfang des Rades.

Um die übrigen Dimensionen des Rads zu bestimmen, muss man den Winkel β annehmen. Es ist zweckmässig, denselben $= 25°$ zu nehmen. Für diese Annahme ist:

$$R_1 = (1{\cdot}28 - 0{\cdot}10\,R_2)\,R_2,$$

mit diesem Halbmesser verzeichne man den (theoretischen) äussern Umfang des Rades. Nun bestimme man die Höhe des Rades, indem man zuerst die Austrittsgeschwindigkeit vermittelst der Formel

$$U = 0{\cdot}7 \frac{R_2}{R_1} tang.\beta . \sqrt{2gH}$$

berechnet, und den Werth, welcher sich hieraus ergibt, in:

$$\delta_1 = \frac{Q}{2R_2 \pi U}$$

substituirt. Unter der Voraussetzung, dass man die Höhe der Radkanäle viermal so gross macht, als ihre äussere Weite s_1, findet man die Anzahl der Radkurven durch folgende Formel:

$$i_1 = 3{\cdot}65 \frac{Q}{\delta_1^2 \sqrt{2gH}}.$$

In der Regel wird aber das Resultat dieser Formel keine ganze Zahl seyn; man nehme daher für die Anzahl der Radkurven diejenige ganze Zahl, welche für die Theilung des Rades bequem ist, und dem aus der letzten Formel erhaltenen numerischen Resultate am nächsten liegt. Dann ist aber die äussere Weite der Radkanäle nicht mehr gleich $^1/_4\ \delta_1$ zu nehmen, sondern man findet die wahre äussere Weite, wenn man $^1/_4\ \delta_1$ mit dem numerischen Resultat, welches die letzte Formel geliefert hat, multiplizirt und mit der wirklich angenommenen Anzahl Radkurven dividirt.

Die Verzeichnung des Rades geschieht nun wie folgt. Man theile den inneren Umfang des Rades in so viele gleiche Theile, als die Anzahl der Radkurven beträgt, verbinde einen beliebigen Theilungspunkt a mit dem Mittelpunkt des Rades und verzeichne den Winkel $O\,a\,c = \beta = 25^0$. Hierauf beschreibe man die durch a gehende Radkurve $a\,b$, und zwar mit einem einzigen Kreisbogen, dessen Mittelpunkt c in der Linie $a\,c$ so gewählt werden muss, dass die Radkurve den äusseren Umfang des Rades unter einem sehr kleinen Winkel (von ungefähr 10°) schneidet. In der Zeichnung (Tafel 4), bei welcher $\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}2$ ist, beträgt der Krümmungshalbmesser der Radkurve $0{\cdot}8\ R_2$; so wie sich aber das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ ändert, verändert sich auch der Krümmungshalbmesser; es ist aber sehr leicht, durch ein paar Versuche den passenden Krümmungshalbmesser aufzufinden. Hat man die Seite $a\,b$ der Radkurve verzeichnet, so verzeichnet man auch die andere (wobei man die Blechdicke für kleinere Räder $0{\cdot}004^m$, für grössere $0{\cdot}005^m$, für

ganz grosse 0·006^{m}· annimmt), so wie auch die durch die übrigen Theilungspunkte gehenden Radkurven, wobei man berücksichtigen wird, dass die Kümmungsmittelpunkte aller Radkurven in dem durch e gehenden Kreis liegen. Damit nun der Kanal die richtige, bereits berechnete äussere Weite s_1 erhalte, trage man dieselbe bei de auf, und ziehe durch e einen zu $a_1 b_1$ concentrischen Kreisbogen, bis die Kurve ab in dem Punkte b geschnitten wird, so ist b der Endpunkt der Schaufel ab. Die Länge der übrigen Schaufeln wird bestimmt, indem man mit einer Zirkelöffnung gleich ab aus den einzelnen Theilungspunkten die entsprechenden Radkurven abschneidet.

Die Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1′ ist:

$$N = 6{\cdot}68 \frac{\sqrt{2gH}}{R_1}.$$

Praktische Anleitung zur Verzeichnung Schottischer Turbinen.

Tafel V.

Diese Turbinen sind nur für kleinere Wasserquantitäten (von höchstens 0·6 Kub. Met. per 1″) und für grössere Gefälle (von wenigstens 4^{m}· Höhe) mit Vortheil anwendbar. Ist die Wassermenge, welche per 1″ auf das Rad wirken soll, nicht unmittelbar gegeben, sondern kennt man den Nutzeffekt, in Pferdekräften à 75 Kill. Met. ausgedrückt, welchen die Turbine entwickeln soll, so berechne man zuerst die für den verlangten Effekt nothwendige Wassermenge, vermittelst folgender Formel:

$$Q = 0{\cdot}125 \frac{\mathfrak{N}}{H} \text{ in Kub. Met.}$$

Hierauf berechne man die Summe Ω_1 der Austrittsöffnungen aller Radkanäle vermittelst der Formel

$$\Omega_1 = 1{\cdot}1 \frac{Q}{\sqrt{2gH}}.$$

Nach diesem Werthe von Ω_1 ist zu entscheiden, ob man das Rad mit 2 oder 3 Armen versehen soll. Fallen die Oeffnungen nicht gross aus, wenn man 2 Arme annimmt, so ist diese Annahme der Einfachheit der Construktion wegen beizubehalten, im entgegengesetzten Fall nehme man 3 Arme an.

Zur Bestimmung des inneren Halbmessers hat man

$$R_1 = 0{\cdot}4\sqrt{Q}$$

Zur Bestimmung von R_1 hat man:

$$R_1 = 4R_2. \text{ für 2armige Turbinen}$$

$$R_1 = 3R_2. \text{ „ 3 „ „}$$

Die Höhe der Radkanäle ist $\delta = \delta_1 = {}^1/_2 R_2$.
Für die äussere Weite s_1 der Radkanäle hat man:

$$s_1 = {}^1/_2 \frac{\Omega_1}{\delta_1}. \text{ für 2armige Turbinen}$$

$$s_1 = {}^1/_3 \frac{\Omega_1}{\delta_1}. \text{ „ 3 „ „}$$

Die zweckmässige Anzahl Umdrehungen des Rades per 1" ist.

$$N = 7{\cdot}81 \frac{\sqrt{2gH}}{R_1}.$$

Ein Kanal eines zweiarmigen Rades kann auf folgende Art verzeichnet werden. (Tafel 5. Fig. 1).

Man verzeichne von dem Mittelpunkt o des Rades ausgehend, $^2/_3$ Theile einer Umwindung einer gewöhnlichen Spirallinie $o\,m\,z$. Zu diesem Behufe theile man den Bogen $y\,t\,z$, welcher einem Centriwinkel von 240° entspricht in eine beliebige Anzahl, z. B. in 16 gleiche Theile, und ziehe von den Theilungspunkten Radien nach dem Mittelpunkte. Hierauf theile man den Halbmesser $o\,z = R_1$ in eben so viel gleiche Theile, und ziehe durch diese Theilungspunkte von o aus als Mittelpunkt concentrische Kreise bis zum Durchschnitt mit den entsprechenden Radien. Es ist z. B. t der 10te Theilungspunkt auf dem Kreise und n der 10te Theilungspunkt auf der Linie $o\,z$. Der Durchschnittspunkt m von dem durch t gehenden Radius mit dem durch n gezogenen Kreis ist ein Punkt der Spirale, welche die Axe des Kanals darstellt. Um nun die normale Weite $q\,r$ des Kanals an irgend einer Stelle zu bestimmen, mache man: $\overline{c\,z} = \overline{z\,d} = {}^1/_2 s_1$ gleich der Hälfte der berechneten äusseren Weite des Radkanals, zeichne das Trapez $a\,b\,c\,d$, in welchem die Seite $a\,b = 2R_2$ ein Durchmesser des inneren Radumfangs ist, errichte in dem Theilungspunkte n der Linie $o\,z$ das Perpendikel $n\,p$, so ist dieses die halbe Weite, welche der Radkanal bei m erhalten muss, die demnach von m nach r und von m nach q aufgetragen werden muss. Die übrigen Punkte von den Wänden eines Kanals werden auf ähnliche Weise gefunden.

Das Verfahren für die Verzeichnung eines Kanals eines drei-

armigen Rades ist dem vorhergehenden ganz analog; die Axe *o m s* (Figur 2) des Kanals ist aber hier nur eine halbe Umwindung der Spirallinie, und für die innere Seite *a b* des Trapez *a b c d* ist nicht der Durchmesser $2R_2$, sondern die Seite $a_1 b_1$ des dem Kreise vom Halbmesser R_2 eingeschriebenen gleichseitigen Dreiecks zu nehmen.

Diese Regeln zur Berechnung der Hauptdimensionen der Turbinen, in Verbindung mit den nun folgenden Beschreibungen und Erläuterungen über die auf den Tafeln I. bis X. dargestellten fünf Turbinen dürften wohl eine hinreichend sichere Anleitung für den praktischen Bau dieser Maschine gewähren.

A.

Beschreibung und Berechnung einer Niederdrucks-Turbine mit Leitkurven.

Tafel I. II. III. IV.

Diese Turbine gehört zu einem Projekt einer mechanischen Weberei mit 168 Webstühlen, 7 Schlicht-, 4 Zettel- und 4 Spulmaschinen. Sie ist für ein Gefälle $H = 1{\cdot}85^{m}$ und für eine Wassermenge $Q = 1{\cdot}244$ Kub. Met. berechnet und gezeichnet, der absolute Effekt der Wasserkraft beträgt demnach 31 Pferdekraft. Da die zu betreibenden Maschinen nur eine Betriebskraft von 20 Pferden erfordern, so wird die Turbine ihrem Zweck entsprechen, wenn sie 66 % von dem absoluten Effekt nutzbringend macht. Auf Tafel I. ist ein Querdurchschnitt, auf Tafel II. ist ein Grundplan der Maschine dargestellt, auf Tafel IV. ist der Wasserbau und die Radstube gezeichnet, Tafel III. zeigt das Rad in halber Naturgrösse.

Der Wasserbau.

Tafel IV. Fig. 1 und 2 ist ein Längendurchschnitt des Wasserbaues. Der obere Theil der Fig. 1 ist ein Grundriss von dem Zuleitungskanal *A*, der untere Theil dieser Figur ist ein Grundriss eines Theils des Zuleitungskanales und des Abflusskanals *B*. Beide Kanäle sind, wie man sieht, mit Holz verkleidet und die Turbine befindet sich in einer an das Fabrikgebäude angemauerten Radstube.

Der Raum, in welchem die Turbine aufgestellt ist, ist durch einen horizontalen Zwischenboden, in dessen Mitte sich eine Oeffnung befindet, in zwei Theile *C* und *D* getheilt. Der obere Theil *C* bildet die Fortsetzung des Zuleitungskanales, der untere Theil *D* dagegen den Anfang des Abflusskanales. Ersterer ist nach der Seite des Abflusskanales hin mit einer Querwand *a* geschlossen, letzterer beginnt bei einer Spundwand *b*, durch welche die zwischen den beiden Kanälen befindliche Erdmasse zurückgehalten wird.

Ueber der Spundwand ist eine Oeffnung *d* angebracht die mit

einem Schützen *e* geschlossen werden kann. Wird dieser Schützen niedergesenkt, so fliesst alles Wasser, welches in den Zuleitungskanal eingetreten ist, nach *C*, und von da durch die Turbine in den unteren Kanal *D*. Wird der Schützen *e* aufgezogen, so fliesst Anfangs ein Theil des Wassers aus dem Zuleitungskanal durch die Oeffnung *d* in den Abflusskanal *D*, ein anderer Theil hingegen gelangt über den obern Rand von *e* in den Raum *C*. Da aber die Oeffnung *d* so berechnet wurde, dass durch dieselbe alles Wasser abfliessen kann, wenn die Wassertiefe im Zuleitungskanal nur $0{\cdot}2^m$ beträgt, so sinkt der Wasserspiegel im Zuleitungskanal sehr schnell, bis unten die obere Kante des Schützes *e*, und da von diesem Augenblick an kein Wasser mehr in den Raum *C* eintreten kann, so muss sich derselbe sehr schnell durch die Turbine entleeren. Diese Anordnung leistet in vielen Fällen sehr gute Dienste. Man kann die Turbine sehr schnell abstellen, ohne genöthiget zu seyn, den Schützen zu schliessen, welcher sich am Anfange des Zuleitungskanals befindet. Befinden sich im Abzugskanal noch andere Maschinen, welche zu ihrem Betriebe eine unveränderliche Wassermasse nothwendig haben, so werden diese gar nicht in ihrem Gang gestört, wenn man die Turbine vermittelst des Schützens *e* abstellt. Der cylindrische Schützen, mit welchem die Maschine versehen ist, kann ganz allein zur Regulirung der Bewegung der Turbine benutzt werden, indem der Schützen *e* zum Abstellen, sehr bequem ist und sehr schnell wirkt.

Wenn an dem Turbinenrade oder an dem Zapfen desselben etwas zu machen ist, muss das Wasser aus dem Raum *D* weggeschafft werden. Zu diesem Zwecke schliesst man den Schützen am Anfange des Zuleitungskanals, öffnet dagegen den Schützen *e* und wartet ab bis alles Wasser abgeflossen ist. Hierauf lässt man das Schützenbrett *f* herab, und schöpft das Wasser aus *D* mit Eimern aus.

In der Mitte des Raumes *D* sind im Boden zwei Pfähle eingerammt und mit Querschwellen versehen, gegen welche der Pfannenträger für den Zapfen der Turbinenaxe mit Schrauben befestiget wird.

Um den gusseisernen Zuleitungscylinder der Turbine zu tragen, sind zwei starke mit Wechselhölzern *g g* verbundene Querbalken *h h* angebracht, die wie Figur (1) zeigt, bogenförmig ausgeschnitten sind. In diese ungefähr runde Oeffnung wird der Zuleitungscylinder niedergesenkt und mit seinem horizontalen Rand gegen die Balken mit Schrauben befestiget. Eine detaillirte Beschreibung über die Form und die Verbindung der einzelnen Theile des Wasserbaues

ist durch die Zeichnung überflüssig gemacht, ich wende mich daher zur Beschreibung der Maschine, welche als eine Combination der verschiedenen Construktionselemente anzusehen ist, die *Fourneyron* bei verschiedenen Turbinen einzeln angewendet hat.

Das Rad und der Leitkurvenapparat.

Das Rad, welches auf Tafel III. in halber Naturgrösse abgebildet ist, hat folgende Einrichtung:

Der Hauptkörper des Rades hat die Form eines Tellers mit einem horizontalen Rande, und ist mit drei runden Oeffnungen versehen. Diese sind nothwendig, damit das Wasser, welches nach und nach durch die Spalte am innern Umfang des Rades in den Raum zwischen dem Teller der Leitkurven und dem Radkörper gelangt, auf diesen letzteren keinen Druck ausüben kann. Diese Oeffnungen leisten wahrscheinlich auch dann gute Dienste, wenn der Schützen nicht ganz aufgezogen ist, weil dann durch die Centrifugalkraft Wasser aus dem unteren Kanale angesaugt und durch die Spalte am inneren Umfang des Rades in die Radkanäle getrieben wird, woselbst es zur vollständigeren Ausfüllung der Kanäle beiträgt.

Zur Verbindung der Radkurven mit dem Radkörper und mit der oberen Radkrone, sind an jede der ersteren 6 Zäpfchen angeniethet; diese gehen durch die Radkronen, und sind auf den äusseren Seiten derselben mit Schraubenmuttern angezogen; damit aber diese im Unterwasser keinen Widerstand verursachen, sind die Radkronen mit Eisenblech maskirt. Auf welche Art *Fourneyron* die Radkurven bei grösseren Turbinen befestiget, ist mir nicht bekannt. Die so eben erklärte Verbindung ist jedenfalls einfach und genügend, denn der Druck, welchen jede einzelne Radkurve auszuhalten hat, beträgt nur 19 Kill., jedes der unteren Zäpfchen hat demnach nur einen Druck von 6 Kill. auszuhalten. Wie man bei kleinen Turbinen die Befestigung der Kurven zweckmässig herstellen kann, wird später gezeigt werden.

Der Radkörper ist mit einer Hülse an die Axe gesteckt, und mit derselben durch einen Längenkeil und durch einen aus zwei Hälften bestehenden Keilring verbunden.

Der Teller *i* Tafel I. des Leitkurvenapparats ist mit einer Hülse auf die Tragröhre *j* gesteckt, und an dieselbe vermittelst eines aus zwei Hälften bestehenden Keilringes angehängt.

Die Leitkurven sind mit dem Teller *i* auf dieselbe Weise verbunden, wie die Radkurven mit den Radkronen. Jede zweite von

den Leitkurven ist bis zur Hülse des Tellers fortgesetzt, um das in der Nähe der Axe in das Bereich der Leitkurven eintretende Wasser nach dem Umfang hinaus zu leiten.

Zwischen den äusseren vertikalen Kanten der Leitkurven und dem inneren Umfang des Rades ist der Schützencylinder m_1 angebracht, an welchem mit Holzschrauben die Holzklötzchen l befestiget sind, die durch ihre abgerundete Form zur Leitung des Wassers nach den Austrittsöffnungen geeignet sind. Fig. 3, Taf. III. sind zwei Ansichten eines solchen Holzklötzchens. Der Schützencylinder ist an seinem oberen Rande mit einer Liederung m versehen, die eine ähnliche Einrichtung hat, wie bei den Kolben der Wasserpumpen.

Der Schützencylinder schleift mit seiner Dichtung an dem Einlaufcylinder m_2, der mit seinem horizontalen Rande an die Balken g und h geschraubt ist.

Die Brücke.

Zur soliden Befestigung der oberen Theile der Maschine ist quer über den Kanal eine vernervte gusseiserne Brücke k gelegt, die allerdings durch starke hölzerne Balken ersetzt werden kann. Die Brücke wiegt 1139 Kill.; wendet man statt derselben Balken an, so braucht man doch auch eine Gussplatte von 500 Kill. Gewicht. Die Differenz in den Baukosten ist also nicht so bedeutend. Durch die mittlere Hülse der Brücke ist die Röhre j herabgesenkt und mit einem Keilring eingehängt. Auf die Brücke ist ein Aufsatz n von Gusseisen gestellt, welcher oben die Turbinenaxe hält, und seitwärts das Axenlager für den ersten horizontalen Wellbaum trägt. Auch statt dieses Aufsatzes kann man Balken anwenden, wenn man sich mit einem geringeren Grad von Solidität begnügen will oder muss.

Der Schützenzug.

Tafel (I. und II.) ist nach *Fourneyron* construirt, und hat folgende Einrichtung.

Um den unteren Theil des Aufsatzes n dreht sich das aus zwei Hälften zusammengeschraubte Stirnrad o, und greift in vier andere kleinere Stirnräder $p p p q$ ein. Die Hülsen von $p p p$ sind mit messingenen Schraubenmuttern ausgefüttert, welche den Schraubengewinden entsprechen, die an den drei Zugstangen r angeschnitten sind. Das vierte Rädchen q ist an eine kleine, durch die Brücke

gesteckte Vertikalaxe *s* befestiget, welche unten ein kleines konisches Rädchen *t* trägt. Dieses wird von dem Rädchen *u* getrieben, das sich auf einer horizontalen, in das Fabrikgebäude hineingehenden Welle *v* befindet.

Um die Räder *ppp* und die Zugstangen *r* in vertikaler Richtung zu erhalten, dient der Ring *w*, welcher mit Schrauben und Säulchen *x* an die Brücke befestigt ist. Die Wirkung des Mechanismus ist folgende.

Wenn die Axe *v* gedreht wird, kommen zunächst die Räder *u, t, q* in Bewegung; durch letzteres wird sodann *o* bewegt, dieses treibt dann *ppp*, und dadurch werden die Zugstangen auf oder nieder geschraubt, je nachdem die Axe *v* nach der einen oder nach der entgegengesetzten Richtung gedreht wurde. Dieser Mechanismus ist ziemlich weitläufig und kann durch eine einfachere und weniger kostspieligere Vorrichtung, welche *Cadiat* erfunden hat, und die später beschrieben werden wird, ersetzt werden.

Der Zapfen und die Vorrichtungen zum Heben und Schmieren desselben.

Bei mehreren Turbinen, welche ausgeführt worden sind, haben sich grosse Schwierigkeiten gezeigt, den Zapfen der Axe und die Pfanne in gutem Zustande zu erhalten. Diese Schwierigkeiten zeigten sich vorzüglich bei sehr langen und starken und bei schnell sich drehenden Axen. Bei der Turbine von Langenau z. B., deren Axe 7 bis 8^{m} lang und 22 Cent. Met. dick ist, und die 50 Umdrehungen per 1′ macht, musste der Zapfen mehrere mal in kurzen Zeitintervallen hintereinander erneuert werden. Das gleiche musste auch bei der Turbine von St. Blasien geschehen, deren Axe zwar weder lang noch dick ist, die aber 2300 Umdrehungen per 1′ macht.

Dagegen gibt es wiederum andere Turbinen, bei welchen die Erhaltung des Zapfens keine Schwierigkeiten machte, so z. B. ist die Turbine von Thüringen bereits 4 Jahre im Gange, und der Zapfen hält sich immer gut, obgleich die Axe 700 Umdrehungen per 1′ macht, sie ist freilich nur 3^{m} lang und 0·08^{m} dick; so ist ferner die Turbine in Ettlingen 6 Jahre in gutem Gang, ihre Axe ist 5^{m} lang und 0·18^{m} dick, hat also ein bedeutendes Gewicht und macht 40 Umdrehungen per 1′.

Fourneyron, Cadiat und alle Construkteurs, welche sich mit dem Bau der Turbinen beschäftigen, verwenden auf die Construktion des Zapfens und der Pfanne die äusserste Sorgfalt. *Fourneyron* insbesondere wendet ein ziemlich umständliches Kanalsystem an,

um das Oehl zwischen die Grundfläche des Zapfens und die Bodenfläche der Pfanne zu bringen. Wenn aber nun in der That die Pfanne und der Zapfen so empfindlich sind, worin liegt wohl die Ursache? — Bei Turbinen die mehrere hundert, oder gar ein paar tausend Umdrehungen per 1′ machen, liegt wohl der Grund höchst wahrscheinlich in der grossen Geschwindigkeit, aus der bei einiger Pressung zwischen Zapfen und Pfanne eine heftige Erhitzung entstehen kann. Bei Turbinen, die hundert oder weniger Umdrehungen machen, haben die Axen gewöhnlich ein bedeutendes Gewicht, zwischen Zapfen und Pfanne ist daher ein starker Wechseldruck vorhanden, welcher allerdings für die Dauerhaftigkeit derselben nachtheilig wirkt, der aber doch nicht als die alleinige Ursache angesehen werden kann, wesshalb auch die Zapfen dieser langsam gehenden Turbinen empfindlich seyn sollen, denn bei den aufrechten oft durch 6 Etagen gehenden Wellbäumen der Spinnereien ist der Druck des untern Zapfens gegen die Pfanne enorm und weit grösser als bei irgend einer Turbine, und doch halten sich jene Zapfen und Pfannen, obgleich sie ganz einfach construirt sind und in der Regel nicht continuirlich geschmiert werden, 8 bis 10 Jahre.

In zweifacher Hinsicht befinden sich aber die Zapfen der Spinnereien unter günstigeren Umständen, als die Turbinenzapfen. Jene sind nämlich nicht unter Wasser und das Oehl wird unmittelbar in die Pfanne gebracht, diese dagegen drehen sich unter Wasser und das Oehl muss durch eine lange Röhre der Pfanne zugeführt werden. Ist das Wasser nicht ganz rein, enthält es z. B. feinen scharfen Kiessand, und kommt dieser in die Pfanne, so kann dadurch eine sehr nachtheilige Wirkung auf Zapfen und Pfanne entstehen. Wenn sich ferner bei der Turbine die Schmierröhre durch Unreinigkeiten verstopft, oder wenn in derselben im Winter das Oehl stockt, so wird kein Oehl dem Zapfen zugeführt, und dann müssen sich Zapfen und Pfanne zu Grunde arbeiten.

Aus diesen Betrachtungen ergeben sich für die Construktion der Zapfen und Pfannen für Turbinen folgende Regeln, bei deren sorgfältiger Beachtung auf eine lange Dauer gerechnet werden kann.

1. Man mache die Axe der Turbine so kurz als möglich und nicht stärker als es für die Torsionsfestigkeit derselben nothwendig ist. Die Turbinenaxe durch mehrere Etagen eines Gebäudes in der Absicht in die Höhe zu führen, um eine einfache Transmission zu erhalten, muss als eine fehlerhafte Anordnung angesehen werden, weil bei derselben der Druck des Zapfens auf die Pfanne sehr gross ausfällt.
2. Man mache den Durchmesser des Zapfens nicht viel kleiner,

als jenen der Welle, denn kleine Zapfen, die sich schnell drehen und ziemlich stark gegen die Pfanne drücken, greifen dieselbe jederzeit an. Die Zapfen der aufrechten Wellen in den Spinnereien werden immer sehr gross gemacht, und gewiss ist in diesem Umstande die Ursache zu suchen, wesshalb sich diese Zapfen bei dem ungeheueren Totaldruck, welchen sie auszuhalten haben, so gut halten.

3. Man richte die Grundfläche des Zapfens und die Bodenfläche der Pfanne so ein, dass das Oehl zwischen beide Flächen eindringen, und nachdem es daselbst einige Zeit verweilt hat, wiederum abfliessen kann. Bei dieser Einrichtung werden Zapfen und Pfanne nicht nur continuirlich geschmiert, sondern auch fort und fort gereiniget.
4. Man nehme zum Schmieren reines Nussöhl und nicht Olivenöhl, weil ersteres einen viel tieferen Gefrierpunkt hat, als letzteres, und untersuche fleissig den Zustand der Schmierröhre.
5. Man sorge dafür, dass nicht leicht Wasser zwischen Zapfen und Pfanne kommen kann.

Bei der Turbine, mit deren Beschreibung wir eben beschäftiget sind, ist der Zapfen so eingerichtet, wie bei der von *Fourneyron* für Ettlingen erbauten Turbine.

Die Vorrichtung hat, wie die Figuren 1 bis 7 Tafel I zeigen, im Allgemeinen folgende Einrichtung. — Die Axe des Rades, welche an ihrem unteren Ende mit einer Pfanne α von Stahl versehen ist, sitzt auf dem von einer cylindrischen messingenen Fassung δ (Fig. 2 und 3) gehaltenen Zapfen γ (Fig. 2 und 4) von Stahl, und dreht sich auf demselben. Diese Fassung δ schleift in einen messingenen Cylinder, mit welchem der gusseiserne Ständer ϱ ausgefüttert ist, und kann durch den Hebel σ, dessen Drehungszapfen in ϱ aufliegen, höher oder tiefer gestellt werden. Zu diesem Zwecke dient die Zugstange ζ, welche oben in die Brücke k eingehängt, und unten mit dem Ende des Hebels σ verbunden ist. Um die Zapfen continuirlich zu schmieren, wird das Oehl durch ein Rohr ξ in die Fassung δ geleitet, von wo aus es durch mehrere feine Kanäle zwischen die Berührungsflächen des Zapfens und der Pfanne gelangt, um zuletzt durch einen feinen Kanal, welcher im Mittelpunkte der Pfanne anfängt und am Umfange der Axe des Rades ausmündet, abzufliessen.

Betrachten wir nun die Vorrichtung im Detail. — Der Körper, welcher die Pfanne bildet, besteht aus einem konischen und aus einem cylindrischen Theil. Die Basis des Kegels ist nach der Fläche

eines Kugelabschnittes ausgehöhlt. Vom Mittelpunkt des letzteren geht ein feiner Kanal in die Höhe, welcher oben nach horizontaler Richtung ausmündet, und mit einer horizontalen Durchbohrung der Axe des Rades communizirt. Der Zapfen hat eine eigenthümliche Form. In Fig. 2 ist die äussere, in Fig. 4 die obere Ansicht desselben dargestellt. Fig. 5 ist die Abwicklung der Umfangsfläche des oberen Theiles des Zapfens. Wie man sieht, besteht der Körper γ, welcher den Zapfen bildet (wenn man von den auf seiner Oberfläche vorkommenden Furchen absieht) aus zwei Cylindern, von welchen der obere kugelförmig überwölbt ist. Jede von den drei Furchen geht an den unteren kleineren Cylinder bis an den oberen grösseren Cylinder hinauf, von da nach der Oberfläche des grösseren Cylinders heraus, auf der Oberfläche des letzteren in schiefer Richtung bis an den Rand der Wölbung hinauf, und endlich von da bis an den Mittelpunkt der Wölbung radial hinein. Da sich die Fassung β (Fig. 6) mit der Axe des Rades von links nach rechts dreht, so wird durch die Adhäsion das Aufsteigen des Oehles durch die schiefen Furchen begünstigt. Der Zapfen γ steckt mit seinem unteren cylindrischen Theile in der Fassung δ. Damit die Axe des Rades mit der in sie von unten herauf hineingesteckten Pfanne α von der geringen Wölbung des Zapfens nicht abgleiten könne, dient der Theil β (Fig. 1 und 6), welcher mit seinem oberen Ende das untere Ende der Radaxe und mit seinem unteren Ende das obere Ende des Cylinders δ umfasst. Die cylindrischen Aushöhlungen u und v communiziren vermittelst der Kanäle $\varepsilon\,\varepsilon$, und quer durch den Cylinder δ geht ein länglichter Schlitz λ, durch welchen der Hebel σ gesteckt ist. Das untere Ende von δ ist mit einem Deckel π geschlossen, in dessen Mitte das zur Zuleitung des Oehles dienende Röhrchen ξ einmündet, das bei ψ durch eine in den Boden des Zuleitungskanales angebrachte Stopfbüchse geht und oben mit einem Becher endigt. Das Oehl wird durch sein eigenes Gewicht in den Raum v getrieben, gelangt von da durch die Kanäle $\varepsilon\,\varepsilon$ in den Raum u; von da durch die an der Oberfläche von γ befindlichen Furchen zwischen die Berührungsfläche des Zapfens und der Pfanne, und entweicht endlich durch die in der Pfanne und in der Axe angebrachten Durchbohrungen. Auf diese Weise wird der Zapfen fortwährend geschmiert und gereinigt. Der Cylinder δ schleift in einem hohlen messingenen Cylinder, mit welchem die cylindrische Hülse des Ständers ϱ ausgefüttert ist. An diesem Ständer befinden sich auch die Lager für die Drehungsaxe des Hebels σ, welcher mit einem gewölbten Ansatz an die obere Fläche des Schlitzes λ anliegt und den Cylinder δ in die Höhe schiebt,

wenn der Hebel vermittelst der Zugstange ζ gehoben wird. Da, wo diese letztere durch den Boden des Zuleitungskanales geht, ist eine Stopfbüchse ψ' angebracht. An das obere Ende der Zugstange ist ein Schraubengewinde angeschnitten, über welches zwei Muttern geschraubt sind. Unterhalb dieser letzteren befindet sich eine vertikale cylindrische, mit zwei horizontalen Zapfen versehene Hülse, welche vermittelst dieser Zapfen auf zwei an der Brücke k angegossene Lager aufliegt. Werden diese Muttern nach einer oder nach entgegengesetzter Richtung gedreht, so wird die Zugstange ζ der Hebel σ und der Cylinder δ gehoben oder gesenkt, wodurch man im Stande ist, die Ebene der unteren Radkrone genau gegen die Ebene des Tellers i zu stellen.

Berechnungen der Dimensionen der Geschwindigkeit und des Effektes der Turbine.

Die angegebenen Daten sind:

H das Gefäll	1·85^m.
O Wassermenge per 1″	1·244 K. M.

Mit diesen Daten findet man zunächst:

R_2 inneren Halbmesser des Rades $= 0{\cdot}538\sqrt{Q}$ . .	$=0{\cdot}6^m$.
Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützencylinders schneiden $= 25^0 -$ H^0 nahe	$=23^0$

Für die Verzeichnung des Leitkurvenapparates wurde vorläufig angenommen:

i Anzahl der Leitkurven	$=30$
Dicke der Leitkurven	$=0{\cdot}004^m$.
β Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden	$=90^0$

Aus der Zeichnung zweier Leitkurven ergab sich:

s Weite der Leitkurvenkanäle	$=0{\cdot}0496$
α mittlere Richtung, nach welcher das Wasser austritt	$=35^0$

Um zu entscheiden, ob die angenommene Anzahl Leitkurven beibehalten werden darf oder nicht, muss die Höhe des Rades berechnet werden; zu diesem Zweck hat man:

$U=\sqrt{2g\frac{sin.\,\beta}{cos.\,\alpha\,sin.\,(\alpha+\beta)}}$	$=5{\cdot}20^m$.
δ Höhe des Rades $=\frac{Q}{i\,s\,k\,U}$ (für $k=1$)	$=0{\cdot}1607$

Nun ist das Verhältniss $\frac{\delta}{s} = \frac{0{\cdot}1607}{0{\cdot}0496} = 3{\cdot}24$ sehr nahe gleich dem Werthe $2(1+R_2)$, denn es ist $2(1+R_2)=3{\cdot}2$; es darf daher die angenommene Anzahl Leitkurven beibehalten werden.

Für die Construktion des Rades hat man nun:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}0045\,\beta}{\sqrt[3]{R_2}} \quad \ldots \quad = 1{\cdot}48$$

$$R_1 = 1{\cdot}48\,R_2 \quad \ldots \quad = 0{\cdot}888$$

$$l_1 = 1{\cdot}2\,i\,sin.\,\beta \quad \ldots \quad = 36$$

$$s_1 = s\,\frac{k}{k_1}\,\frac{i}{i_1}\,\frac{R_2}{R_1}\,\frac{sin.\,\beta}{sin.\,(\alpha+\beta)} \quad \ldots \quad = 0{\cdot}0378^m$$

$$N = \frac{6{\cdot}75}{R_2}\sqrt{g\,H.\frac{sin.\,(\alpha+\beta)}{sin\;\beta\,cos.\,\alpha}} \quad \ldots \quad = 47{\cdot}9$$

γ ist nach der Zeichnung $\ldots \quad = 16^\circ$

Um nun zu erfahren, in wie weit bei dieser Turbine die Bedingungen erfüllt sind, welche das absolute Maximum des Nutzeffektes fordert, wollen wir den Effekt der Turbine nach den allgemeinen Formeln berechnen; man findet

$$\Omega = 0{\cdot}2391$$

$$\Omega_2 = 0{\cdot}5843$$

$$\Omega_1 = 0{\cdot}2187$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\;k} = 0{\cdot}8239$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}3369$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\;k}\,sin.\,\alpha = 0{\cdot}4723$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\;k}\,cos.\,\alpha = 0{\cdot}6744$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\,sin.\,\beta = 0{\cdot}3368$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\,cos.\,\beta = 0{\cdot}$$

$$n = 0{\cdot}1355$$

$$m = 0{\cdot}6744$$

$$1+m^2+n^2=1{\cdot}4732, \quad \sqrt{1+m^2+n^2}=1{\cdot}2138$$

$$A=1, \quad B=1{\cdot}1661, \quad C=0{\cdot}5437, \quad D=0$$

$$(x)_{max.\,r.}=0{\cdot}8813$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H}=0{\cdot}90$$

Kostenberechnung der Turbine.

Gewicht von Gusseisen.

	Kil.
Zapfenständer	177
Radkörper	452
Obere Radkrone	55
Axe des Rades	419
Schützencylinder	174
Einlaufcylinder	781
Teller des Leitkurvenapparats	279
Das Rohr	271
Die Brücke	1139
Die Räder zum Aufzug	30
Der Ring zum Aufzug	137
Der obere Lagerständer	398
Das Zapfenlager für die liegende Axe	21
Das erste konische Rad	207
Das zweite konische Rad	133
2 Stopfbüchsendeckel	6
Summe	4679

Gewicht an Schmiedeisen.

	Kil.
Der Zapfenhebel	37
Die Radkurven	108
Die Blechmasken	64
Die Niethläppchen und Schrauben	4
Die Leitkurven	166
Die Niethläppchen und Schrauben dazu	4
Der Liederungsring	4
Holzschrauben für die Holzklötzchen	1
Latus	388

	Kill.
Transport	388
Schrauben zur Befestigung des Einlaufcylinders	48
3 Zugstangen mit Schrauben und Keilen	51
Schrauben zur Befestigung des Lagerständers	5
Schrauben zur Befestigung des Zapfenständers	5
1 Stange zum Stellhebel	18
Bolzen und Schrauben zur Befestigung des oberen Ringes mit der Brücke	13
4 Schrauben für das Zapfenlager	4
3 Keile zum Aufkeilen der Räder	3
1 Bolzen für das kleine Getriebe	3
Summe . . .	538

Gewicht an Messing.

	Kill.
Die Pfanne	=35
Der Ring in der Mitte des Rohres	= 9
Der obere Ring im Rohr	=12
Die Schalen zum Zapfenlager	= 7
Das Schmierrohr	= 5
Summe . . .	68

Die Construktion erfordert demnach:

an Gusseisen	4679 Kill.
an Schmiedeisen	538 „
an Messing	68 „
Gesammtgewicht	5285 Kill.

Man kann annehmen, dass ein Construkteur für 100 Kill. zu Turbinen verarbeitetes Metall 160 Francs fordern würde; die gesammten Construktionskosten der Maschine, ohne Wasserbau, sind demnach 8456 Francs und die Kosten per 1 Pferdekraft Nutzeffekt $\frac{8456}{20}$ = 422 Francs, was sehr nahe mit den Kosten eines eisernen Wasserrades übereinstimmt.

B.

Beschreibung und Berechnung einer Hochdruck-Turbine mit Leitkurven.

Tafel V. und VI.

Diese Turbine ist für ein Gefälle von 8^m und für eine Wassermenge von 0·6 Kub. Met. berechnet und verzeichnet, der absolute Effekt der Wasserkraft beträgt demnach 60 Pferde.

Aufstellung der Hochdruckturbine.

Der Bau der Hochdruckturbine ist, insbesondere was die Zuleitung des Wassers und die Aufstellung der Maschine betrifft, wesentlich verschieden von dem Bau einer Niederdruckturbine. Beträgt nämlich das Gefälle mehr als 5^m oder 6^m, so ist es nicht mehr zweckmässig das Wasser in einen oben offenen hölzernen Kasten aus dem Zuleitungskanal zu den Leitkurven nieder zu leiten, denn ein Bau dieser Art würde theils wegen der sehr langen Axe und Röhre, vorzüglich aber wegen der Herstellung des Wasserkastens und des zum Tragen desselben erforderlichen Unterbaues kostspielig werden, und überdiess würde die lange Axe durch ihr Gewicht einen starken Druck auf den Zapfen verursachen.

Man erhält für die Benutzung von hohen Gefällen einen viel solideren und weniger kostspieligen Bau, wenn man das Wasser in einer Röhre von Eisenblech nach einem gusseisernen Cylinder leitet, und von da aus durch die Leitkurvenkanäle in das Rad treten lässt.

Von besonderer Wichtigkeit ist bei einem solchen Bau die solide Befestigung des Cylinders, was mit mancherlei Schwierigkeiten verbunden ist, wenn man den ökonomischen Gesichtspunkt gehörig berücksichtigen will.

Bei der Turbine von St. Blasien ist der Cylinder in einen gusseisernen Rahmen, der auf einem Mauerwerk liegt, vertikal ein-

gehängt, und mit schmiedeisernen Stangen gegen die Seitenmauern hin verstrebt. Diese Aufstellung ist bei einer so kleinen Turbine wie die von St. Blasien anwendbar, bei grösseren Turbinen von 1 bis 1·5^{m} Durchmesser ist sie aber kostspielig und doch nicht solid, denn schon der obere Rahmen wird in diesem Falle schwer, und statt der schmiedeisernen Verstrebungen müsste man einen zweiten gusseisernen Rahmen anwenden. Bei der Turbine von Thüringen hängt der Cylinder in einem sechsseitigen vernervten gusseisernen Rahmen, der von sechs in eine Grundplatte eingesetzte Säulen getragen wird, von diesen Säulen aus ist der Cylinder mit schmiedeisernen Stangen verstrebt. Zwischen den Säulen sind eiserne Wände von 1^{m} Höhe eingesetzt, welche ein Becken bilden, um das aus der Turbine strömende Wasser zu sammeln und wegzuleiten. Diese Aufstellung ist zwar äusserst gefällig, und in der That ist diese Turbine eine sehr schöne Maschine, allein die Erfahrung hat sich gegen diese Aufstellung ausgesprochen.

Bei der Turbine von Neapel steht der Cylinder auf einem Gewölbe, welches in der Mitte eine runde Oeffnung hat. Der untere, unten offene Theil des Cylinders ist durch diese Oeffnung herabgesteckt. Diese Aufstellung scheint mir sehr unzweckmässig und kostspielig zu seyn, denn das Gewölbe, welches nothwendig aus sorgfältig behauenen Steinen bestehen muss, kann, wegen der grossen mittleren Oeffnung und wegen den Vibrationen, die demselben vom Cylinder aus beständig mitgetheilt werden, keine grosse Solidität gewähren.

Um zu guten Regeln über die Aufstellung des Cylinders zu gelangen, muss man die Richtungen und Intensitäten der Kräfte berücksichtigen, welche auf den Cylinder einwirken. Diese Kräfte sind: 1) Das Gewicht des Cylinders und der darin enthaltenen Wassermasse. 2) Der hydrauliche Druck, welcher den Cylinder nach der Richtung fortzutreiben strebt, nach welcher das Wasser in den Cylinder eintritt. Dieser Druck ist gleich dem Gewichte einer Wassersäule, deren Grundfläche so gross ist, als die Einmündungsöffnung der Zuleitungsröhre in den Cylinder, und deren Höhe gleich ist dem Vertikalabstande des Wasserspiegels im oberen Zuleitungskanal von dem Mittelpunkte der Einmündungsöffnung.

Am besten und einfachsten könnte man den Cylinder gegen diese Kräfte schützen, wenn man denselben horizontal auf ein Quadermauerwerk legte, und die Zuleitungsröhre nach vertikaler Richtung einmünden liesse. Bei dieser Aufstellung fallen nämlich die Richtungen beider Kräfte zusammen, und sie drücken gemeinschaftlich senkrecht gegen das horizontale Quaderfundament hin.

Nebst der Solidität gewährt diese Anordnung noch mehrere Vortheile für die Construktion der Maschine. Die Axe, welche eine horizontale Lage erhält, muss nicht mehr durch den Cylinder geführt werden, sondern kann nach entgegengesetzter Richtung frei hinausgehen und in Lager gelegt werden. Dadurch entsteht einerseits der Vortheil, dass die Lager aus dem Wasser kommen, sorgfältig geschmiert und in jedem Augenblick besehen werden können, ohne dass man gezwungen wäre, irgend einen Theil der Maschine zu demontiren, und anderseits kann man den Schützenzug sehr einfach machen, weil der innere Raum des Cylinders ganz frei wird. Allerdings hat diese Anordnung auch ihre Nachtheile. Die Zapfenreibung ist etwas grösser, als bei vertikaler Stellung der Axe. Will man vom Gefälle nichts verlieren, so muss man das Rad ganz unter Wasser arbeiten lassen, es muss daher in ein Gefäss eingeschlossen werden. Das Wasser wirkt nicht auf alle Radkurven gleich stark, es strömt bei den unteren Leitkurven schneller aus, als bei den oberen, das Rad wird daher stärker nach abwärts gedrückt, als nach aufwärts und dadurch wird der Druck auf die Axe des Rades vermehrt. Allein diese Nachtheile sind nicht von Belang gegen die Vortheile, welche aus der grossen Einfachheit und Solidität der Maschine entspringen. Da man aber für die Benutzung von sehr hohen Gefällen doch lieber eine *Schott*'sche Turbine bauen wird, so habe ich es unterlassen, eine liegende Turbine mit Leitkurven in das Werkchen aufzunehmen.

Eine einfache und gute Befestigung erhält man auch, wenn man den Cylinder, wie es bei der auf Taf. V. dargestellten Turbine der Fall ist, an ein Quadermauerwerk hinschraubt, welches mit einer Hauptmauer des Gebäudes in Verbindung steht.

Figur 4 ist eine perspectivische Ansicht von oben herab, der mit Quadern ausgemauerten Grube, in welcher sich der Turbinencylinder befindet. *a a* sind starke in die Hauptmauer *b* des Gebäudes und in die Umfassungsmauern der Grube eingemauerte Quadern, welche unten, wo sich das Turbinenrad dreht, ausgeschnitten sind. An den vertikalen Kanten von *a a* sind gusseiserne unten mit Nasen versehene Schilde *c* Fig. 3, 4 und 5 angeschraubt, und sie liegen oben mit starken Ansätzen auf den Steinen *a a*. Die schmiedeisernen Stangen, welche zur Befestigung der Schilde dienen, gehen durch die Quadern *aa* und durch die Hauptmauer *b* und drücken, wenn sie angezogen werden, die Schilde *c* mit den Ansätzen *d* gegen die Quadern *a a*. Diese Stangen sind über die Ansätze *d* hinaus noch etwas verlängert, und daselbst mit Schraubengewinden *e* versehen; vermittelst welchen der Cylinder gegen die Schilde geschraubt

wird. Der Cylinder *f* Fig. 1, 2, 3 ist mit Lappen *g g* versehen, und die Flächen derselben, welche mit den Schilden in Berührung kommen, sind, wie auch die Flächen der Schilde selbst, mit glatt gehobelten Säumen versehen. Um den Cylinder zu befestigen, wird derselbe zuerst an die Schrauben *e* so angesteckt, dass die unteren Kanten der Lappen *g g* auf die Nasen der Schilde zu sitzen kommen, und dann werden über die Gewinde *e* Muttern geschraubt.

Bei *h* Fig. (4) sieht man den überwölbten, längst der Hauptmauer *b* hinlaufenden Abflusskanal.

Die Röhre, durch welche das Wasser aus dem oberen Zuflusskanal in den Turbinencylinder geleitet wird, ist in der Zeichnung nicht dargestellt, weil sich überhaupt der Bau dieser ganzen Zuleitung ganz und gar nach den Lokalverhältnissen richtet. An dem Cylinder sieht man die Oeffnung, an welcher das Zuleitungsrohr einmündet.

Das Rad und der Leitkurvenapparat sind auf Tafel VI. in natürlicher Grösse dargestellt. Die Leitkurven schneiden den inneren Umfang des Schützenmantels unter einem Winkel von 17°, die Radkurven begegnen dem inneren Umfang des Rades unter einem Winkel von 60°. Wären diese Winkel grösser angenommen, so würde das Rad, im Verhältniss zu seinem Halbmesser, zu niedrig geworden seyn. Den letzteren dieser Winkel soll man nach meiner Ansicht bei kleinen Turbinen für hohes Gefälle nie grösser als 60° annehmen, weil man bei dieser Annahme, mit einer mässig breiten Radkrone, schwach gekrümmte Radkurven erhält. Die Leitkurven sind in einen schmiedeisernen Ring eingeniethet, welche mit einigen Schrauben, die versenkte Köpfe haben, gegen den Teller geschraubt ist. Die Radkurven sind in zwei Kronen von starkem Eisenblech eingeniethet, und die untere dieser Kronen ist mit 12 Schrauben an den Körper des Rades befestigt. Die Befestigung der Kurven gegen die Blechringe sieht man in Fig. 2.

Der Körper des Rades ist mit einem Längenkeil und mit einem aus zwei Hälften bestehenden Keilring an die Axe befestiget; ersterer dient zur Befestigung gegen Drehung, letzterer schützt das Rad gegen das Herabsinken.

Der Zapfen und die Pfanne.

In die Axe ist unten ein Zapfen *i* von Stahl eingeschraubt Fig. 1. Seine untere Fläche besteht aus einer Ebene mit abgerundeten Kanten und liegt auf einer eben so geformten Fläche eines zweiten Zapfens *j* von Stahl. Der untere Theil der Axe und der

Zapfen *j* werden von einer messingenen Hülse *k* umfasst, die sich in einem gusseisernen Ständer *m* befindet. In den Raum *l* wird durch ein Röhrchen das Oehl geleitet, welches die Zapfen zu schmieren hat. Um das Rad genau auf die richtige Höhe stellen zu können, sind durch den Ständer *m* zwei Stellkeile gelegt, vermittelst welchen der Zapfen *j* in die Höhe getrieben oder niedergesenkt werden kann. Diese Anordnung des Zapfens, welche von *Cadiat* öfters angewendet worden ist, ist einfach und zweckmässig.

Vorrichtung zur Regulirung der Wassermenge, welche man auf das Rad wirken lassen will.

Diese weicht von den gewöhnlichen Anordnungen ab, welche zu diesem Zweck angewendet werden. Es sind nämlich hier die Holzklötzchen *n*, welche das Wasser in die Leitkurvenkanäle leiten, mit dem unteren Ende des Cylinders *f* fest verbunden, dagegen ist der Teller mit den Leitkurven zum Heben und Senken eingerichtet. Diese Anordnung hat bei Hochdruckturbinen den Vortheil, dass unten im Innern des Cylinders keine Dichtung vorkommt, es kann daher am unteren Ende des Cylinders kein Tropfen Wasser entweichen, ohne in die Turbine zu kommen. Die ganze Anordnung hat folgende Einrichtung. An dem unteren Ende des Cylinders ist ein Blechcylinder *o* eingesetzt, und die Holzklötzchen sind mit Holzschrauben, theils an den Blechcylinder *o*, theils an den Cylinder *f* angeschraubt.

Der Teller, auf welchem sich die Leitkurven befinden, ist mit einem Keilring an das Rohr *p* gehängt. Oberhalb steht mit dem letzteren ein Kolben *q* in Verbindung, an dessen Umfang eine nach abwärts gekehrte Lederdichtung angebracht ist. Der Cylinder ist oben mit einem messingenen Cylinder ausgefüttert, und der Liederungsring besteht aus dem gleichen Metall. Der Zweck dieses Kolbens ist, den Druck des Wassers auf den Teller zu balanciren, um dadurch das Heben und Senken des letzteren möglichst leicht zu machen. Beim Heben des Tellers hat man das Gewicht der zu hebenden Körper und die Kolbenreibung zu überwinden; das Niedersenken geht gar leicht, weil das Gewicht der Theile grösser ist, als die Kolbenreibung.

Sollte die Dichtung nach einiger Zeit nicht mehr gut schliessen, so wird sich diess durch das Entweichen von Wasser am Umfange des Kolbens zu erkennen geben, und gleich bemerkt werden, weil der Deckel des Cylinders grosse Oeffnungen hat, durch welche man auf den Kolben hineinsehen kann.

Um Teller, Röhre und Kolben in die Höhe zu ziehen, ist an das obere Ende der Röhre ein Schraubengewinde angeschnitten; diesem entspricht eine Mutter, welche sich in der Hülse eines konischen Rädchens *r* befindet. Die Hülse wird von dem Deckel, der aus zwei Theilen zusammen und gegen den Rand des Cylinders *f* geschraubt ist, so gehalten, dass sie sich frei drehen, aber nicht auf oder nieder bewegen lässt. In das Rädchen *r* greift ein anderes Rädchen *s* ein, dessen Axe in einem an den Deckel angegossenen Lager *u* liegt, und die in das Gebäude hineinführt. Wird diese Axe im Innern des Gebäudes gedreht, so kommen die Räder *r* und *s* in Bewegung und die Schraubenmutter schraubt die Röhre mit dem Teller in die Höhe oder nach abwärts, je nachdem die Richtung der drehenden Bewegung gewählt worden ist.

Die Transmission.

Von der Turbinenaxe aus muss eine Transmission eingerichtet werden, welche sich nach Lokalverhältnissen und nach der Disposition und Geschwindigkeit der zu betreibenden Maschine richtet. Es kann z. B. in manchen Fällen zweckmässig seyn, die Axe des Turbinenrades mit einem Stirnrad zu versehen, und dieses in ein zweites Stirnrad eingreifen zu lassen. In andern Fällen kann es passender seyn, vermittelst Kegelräder auf eine horizontale Welle überzugehen. In der Zeichnung ist die letztere Anordnung angenommen worden. Die Kegelräder *v* und *x* treiben die horizontale Welle, welche durch die Hauptmauer in das Gebäude geht. Zur guten Verbindung der Axen gegen einander ist an der Mauer ein Lagerstuhl *y* angeschraubt, welcher die Zapfenlager für beide Wellen trägt. Derlei Lagerstühle darf man nicht unmittelbar an die Mauern befestigen; es ist besser, wenn man starke Bretter unterlegt, um ein möglichst grosses Stück der Mauer fassen zu können.

Berechnung der Turbine.

Nach den Regeln, welche für die Berechnung und Verzeichnung von Turbinen angegeben worden sind, erhält man für die Daten:

H das Gefäll	$=8^m$.
Q die Wassermenge per 1″	$=0{\cdot}6$ K.M.
β Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden	$=60°$

folgende Resultate:

$25^0 - H$ Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützencylinders schneiden . $= 17^0$

α mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen tritt . . . . . $= 27^0 + 50'$

$U = \sqrt{g H \frac{\sin. \beta}{\cos. \alpha \sin. (\alpha + \beta)}}$ . . . . . $= 8{\cdot}758^m$

s Weite der Leitkurvenkanäle (nach der Zeichnung) . $= 0{\cdot}0275^m$

$\delta = \frac{Q}{i s k U}$ Höhe des Rades (für $k = 1$, $i = 30$) . . $= 0{\cdot}08304^m$

i Anzahl der Leitkurven . . . . . $= 30$

$l_1 = 1{\cdot}2 i \sin. \beta$ Anzahl der Radkurven (nahe) . . . $= 30$

$R_1 = R_2 . \left(1 + \frac{0{\cdot}0045 \beta}{\sqrt[3]{R_2}}\right)$ äusserer Halbmesser des Rades $= 0{\cdot}567$

s_2 innere Weite der Radkanäle (nach der Zeichnung) $= 0{\cdot}069$

$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin. \beta}{\sin. (\alpha + \beta)}$ äussere Weite der Radkanäle für $k_1 = 0{\cdot}9$ . . . . $= 0{\cdot}0194^m$

$N = \frac{6{\cdot}75}{R_2} \sqrt{g H . \frac{\sin. (\alpha + \beta)}{\sin. \beta \cos. \alpha}}$ Anzahl der Umdrehungen per $1'$ . . . . . $= 163$

γ Winkel, unter welchem das Wasser aus dem Rad tritt, nach der Zeichnung . . . . . $= 12^0$

Um nun zu erfahren, welche Leistung man sich von dieser Turbine versprechen darf, abgesehen von den Widerständen der Zuleitung etc., wollen wir wiederum die vollständige Berechnung nach den allgemeinen Formeln hierher setzen.

Man findet unter der Voraussetzung $\delta = \delta_1$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}6363$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}2536$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin. \alpha = 0{\cdot}2938$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos. \alpha = 0{\cdot}5644$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin. \beta = 0{\cdot}2196$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 0{\cdot}1268$$

$$n = 0{\cdot}0742$$

$$m = 0{\cdot}6912$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}48327, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}2178$$

$$A = 0{\cdot}9127, \quad B = 1{\cdot}1434, \quad C = 0{\cdot}46707, \quad D = 0{\cdot}0627$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = 0{\cdot}944$$

Nimmt man für die Verluste, welche nicht in Rechnung gebracht worden sind, 10 pCt. an, so bleiben noch immer 84 pCt. reiner Nutzeffekt übrig, ein Resultat, womit man zufrieden seyn wird.

Kostenberechnung dieser Turbine.

Tafel V.

Gewicht an Gusseisen.

	Kill.
Der Zapfenständer	288
Der Radkörper	174
Der Teller	129
Das Rohr mit dem Kolben	305
Der Deckel Das konische Rad mit der Schraubenmutter Das zweite kleine Kegelrad	280
Das erste Transmissionsrad	133
Das zweite Transmissionsrad	133
Der Cylinder	845
Die Turbinenaxe	213
Der Lagerstuhl ohne Zapfenlager	382
2 Zapfenlager	40
Die 2 Schilde	189
Summe	3111

An Schmiedeisen.

	Kill.
Die Stellkeile	23
Die Leitkurven	51
Latus	74

		Kill.
	Transport	74
Die Radkurven		38
Die 2 Radkronen		69
Der Leitkurvenring		35
Der Blechkegel		3
3 Längenkeile zum Aufkeilen der Räder		3
Der Blechcylinder am unteren Ende von *f*		6
4 Schrauben zur Befestigung des Ständers		36
4 „ „ „ „ Cylinders		60
4 „ „ „ „ Lagerstuhls		25
16 „ „ „ „ Zuleitungsrohres		13
16 „ „ „ „ Deckels		
4 „ „ „ „ Lager		14
120 Holzschrauben		4
12 Schrauben zur Befestigung der Radkrone	=	2
12 „ „ „ des Leitkurvenrings	=	2
Gewicht der Röhrenleitung (9^{m} lang, 0·75^{m} Durchmesser, 0·005^{m} dick)	=	1000
Summe		1351

Messing.

		Kill.
Pfanne des Zapfens	=	4
Liederungsring des Kolbens	=	87
Ausfütterung des Cylinders	=	71
2 Schalen zu den Zapfenlagern	=	14
Das Schmierrohr	=	3
Summe		179

Gesammtgewicht der Turbine sammt Leitung.

Gusseisen	3111 Kill.
Schmiedeisen	1351 „
Messing	179 „
Summe	4641 Kill.

Man kann annehmen, dass ein Construkteur für 100 Kill. verarbeitetes Metall 160 Francs de f. fordern würde, die gesammten Construktionskosten, ohne Fundament und ohne Zuleitungskanal, sind demnach 7426 Francs de f. und da man sich von der Turbine wenigstens 50 Pferdekraft Nutzeffekt versprechen kann, so kostet die Maschine per Pferdekraft 148 Francs de f.

C.

Niederdruck-Turbine ohne Leitkurven.

Tafel VII. und VIII.

Diese Turbine ist für ein Gefälle von 1·02$^{m.}$ und für eine Wassermenge von 1·26 Kub. Met. berechnet und gezeichnet.

Sie unterscheidet sich von den vorhergehenden Anordnungen in mehreren Theilen.

Jene haben nämlich Leitkurven, diese hat keine; jene haben einen inneren Schützen, diese hat einen äusseren; jene haben complizirte Schützenaufzüge mit Räderwerken, diese hat einen einfachen Schützenaufzug mit Kurbelbewegung. Mit den von *Cadiat* erbauten Turbinen verglichen stimmt diese Turbine ohne Leitschaufeln in mehrerer Hinsicht überein, in anderer Hinsicht nicht.

Das Rad, der Schützen und der zum Aufziehen desselben bestimmte Mechanismus ist wie bei den Turbinen von *Cadiat.* Der complizirte und kostspielige hydraulische Apparat, welchen dieser Construkteur anwendet, um den Druck des Wassers auf den Körper des Rades zu balanciren, ist aber weggelassen, und dafür ist wie bei den Turbinen mit Leitkurven ein Teller angebracht, welcher an einer die Axe des Rades umgebenden Röhre befestiget ist, und dessen Ebene mit jener der unteren Radkrone zusammenfällt.

Tafel VII. (Fig. 1) ist ein Längendurchschnitt, (Fig. 2) ist ein Grundriss der Maschine. Auf Tafel VIII. sind einzelne Bestandtheile der Maschine dargestellt.

Der Boden und die aufgemauerten Seitenwände des Zuleitungskanales *a* sind mit Holz verkleidet.

b sind zwei Querbalken, die durch Wechselhölzer so verbunden sind, dass eine quadratförmige Oeffnung entsteht, in welcher der Zuleitungscylinder *c* eingesenkt und mit seinem horizontalen Rande mit Holzschrauben befestiget ist.

d sind 4 Querbalken; auf diesen liegt eine gusseiserne, an verschiedenen Orten durchbrochene Platte, und ist mit 8 Schrauben an die Balken *d* angeschraubt.

e sind mehrere Balken, die eine Bedielung tragen, welche den Fussboden der oberhalb der Turbine befindlichen Lokalität bildet.

f ist eine Querwand von Holz, durch welche der Zuflusskanal abgeschlossen wird.

Das Rad besteht aus einem tellerförmigen, in der Mitte sich konisch erhebenden, und am Umfang in einen breiten horizontalen Rand auslaufenden Körper *g*. Ferner aus zwei Radkronen von starkem Eisenblech, zwischen welchen sich 24 Radkurven *i* befinden, die in die Kronen *h* eingenietet sind. Die untere dieser Kronen ist mit Schrauben an den horizontalen Ring des Radkörpers befestiget.

Die Befestigung des Rades mit seiner Axe geschieht theils durch einen Längenkeil, theils durch zwei halbkreisförmige Ringe, die aussen eine Kegelfläche bilden, und die in einen in die Axe eingedrehten Hals eingelegt sind.

Um den hydrostatischen Druck des Wassers auf den Körper des Rades zu beseitigen, ist der tellerförmige Körper *l* angebracht, welcher an die Röhre *m* auf eine ähnliche Weise befestiget ist, wie das Rad an seine Axe.

Die Röhre *m* ist oben in eine Hülse, die sich an der Platte befindet, eingepasst und mit einem konischen aus zwei Hälften bestehenden Ring eingehängt. Die Axe *o* des Rades hat unten einen Zapfen, geht durch die Röhre *m* und ist an ihrem oberen Ende durch eine Pfanne von Rothguss gehalten, welche den Raum zwischen der Röhre und der Axe ausfüllt.

Der Zapfen dreht sich unten in einer Pfanne von Rothguss, die durch Stellkeile *p* in einem Pfannenträger *q* etwas gehoben oder gesenkt werden kann, um sowohl beim Montiren der Maschine, als auch dann, wenn sich die Pfanne etwas ausgelaufen hat, die Ebene der unteren Radkrone mit der Ebene des Tellers auf gleiche Höhe stellen zu können. Das Oehl zum Schmieren des Zapfens wird durch ein Röhrchen, welches neben den Stellkeilen durch den Boden der Pfanne geht, dem Zapfen zugeleitet.

Der cylindrische unten mit einer Nerve verstärkte Schützen *r* schleift an dem unteren Rand des Cylinders *c*, und wird dadurch mit Sicherheit in concentrischer Lage gegen das Rad erhalten, dessen äusseren Umfang er fast berührt. Damit zwischen den Cylindern *c* und *r* kein Wasser entweichen kann, ist am unteren Rande von *c* eine Lederdichtung angebracht. Diese besteht aus einem Leder-

ring, dessen unterer Rand an die innere Fläche von *r* anliegt, und der zwischen zwei konischen Flächen, von welchen sich die eine an dem Cylinder *c*, die andere an dem gusseisernen Ring *s* befindet, eingeklemmt ist. Der Ring *s* wird mit mehreren Schrauben gegen den Cylinder *c* hinaufgezogen.

Der Raum oberhalb des Ringes *s* und innerhalb des Cylinders *c* ist mit einem Wulst *t* aus Holz ausgefüttert, wodurch ein für die Zuleitung des Wassers zweckmässig gestalteter Trichter gebildet wird.

Die von *Cadiat* erfundene und hier in Anwendung gebrachte Vorrichtung zum Aufziehen des Schützens hat folgende Einrichtung.

An dem Schützen sind vier Zugstangen befestiget, und gehen mit Stopfbüchsen verdichtet durch den oberen horizontalen Rand des Cylinders *c*. Jede dieser Stangen steht oben mit einem gusseisernen Cylinder *v* in Verbindung, und die Deckel derselben, welche von Rothguss sind, und die Form von Stopfbüchsen haben, dienen als Schraubenmuttern für die Spindeln *w*. Diese sind durch die Platte *n* gesteckt, und gestatten eine Drehung um ihre Axe, aber keine Verschiebung längst derselben, weil sie oberhalb und unterhalb der Platte mit Ansätzen versehen sind, von denen die oberen an die Spindeln angeschmiedet, die unteren aber mit Stiften befestigt sind.

An drei von diesen Spindeln sind gleich grosse schmiedeiserne Kurbeln x_1 x_2 x_3 und an der vierten ist ein konisches Kurbelrad x_4 befestiget. Die vier Zapfen dieser Kurbeln stehen durch einen Rahmen *k* aus Schmiedeisen, dessen Gestalt ein krummlinigtes Quadrat ist, so in Verbindung, dass die Kurbeln stets eine parallele Lage gegen einander beibehalten müssen. In das Kurbelrad greift ein konisches Getriebe ein, für dessen Axe in einer Ecke der Platte *n* ein Lager angegossen ist, und durch deren Bewegung der Kurbelmechanismus und dadurch der Schützen bewegt wird.

Um eine klare Vorstellung von der Wirkung dieser Anordnung zu erhalten, denke man sich dieselbe zuerst in derjenigen Stellung, in welcher die Verbindungslinien $x_3 x_4$ und $x_2 x_1$ mit den Richtungen der Kurbeln parallel sind. In dieser Stellung kann x_4 nicht unmittelbar auf x_2 und x_3 bewegend einwirken, wohl aber auf x_1. Wenn also x_4 gedreht wird, muss zunächst x_1 nachfolgen; so wie aber die Punkte x_1 und x_4 des Rahmens auf ganz gleiche Weise geführt werden, so müssen auch x_2 und x_3 die gleichen Bewegungen mitmachen. So wie die Bewegung fortschreitet, wird die Stellung der Linie $x_1 x_4$ für die unmittelbare Bewegung von x_1 allmählig

ungünstiger, dagegen wird die Stellung der Linien x_1 x_3 für die unmittelbare Bewegung von x_3 fortwährend günstiger. Ist die Bewegung durch 90° fortgesetzt worden, so nehmen die Linien x_3 x_4, x_1 x_2 eine senkrechte, und die Linie x_1 x_4, x_2 x_3 eine parallele Lage zu den Kurbeln an. Bei der Bewegung durch den zweiten Quadranten, wird von x_4 aus Anfangs vorzüglich auf x_3 und gegen das Ende hin auf x_1 eingewirkt u. s. f.

Die Bewegung des Rahmens erfolgt also, wenn die konischen Räder gedreht werden, so, als würde derselbe bald an der Linie x_4 x_1 bald an der Linie x_4 x_3 angefasst, und parallel zu sich selbst in den Kurbelkreisen herumbewegt, und dadurch werden nun mit ganz sanfter geschmeidiger Bewegung die Kurbel, die Schrauben, Spindeln, die Zugstange und endlich der Schützen bewegt.

Um die Kraft fortzuleiten, ist die Turbinenaxe mit einem konischen Rade y versehen, welches in ein Getriebe z eingreift, dessen Axe in einem auf der Platte n angeschraubten Wellenbock liegt.

Die Hauptdimensionen der Maschine sind nach den Regeln, welche für Turbinen ohne Leitschaufeln aufgestellt wurden, bestimmt worden.

Für die Daten:

$$Q = 1{\cdot}260 \text{ Kub. Met.}, \quad H = 1{\cdot}02, \quad \beta = 25°, \quad f = 1{\cdot}74$$

geben jene Regeln folgende Resultate:

R_2 Innerer Halbmesser des Rades $= 0{\cdot}677\sqrt{Q} = \ldots = 0{\cdot}759$

R_1 Aeusserer Halbmesser des Rades $= (1{\cdot}27 - 0{\cdot}11\,R_2)\,R_2 = 0{\cdot}911$

U Austrittsgeschwindigkeit des Wassers $= 0{\cdot}7\,\frac{R_2}{R_1}\,tang.\,\beta \times \sqrt{2gH} \ldots = 1{\cdot}22$

δ_1 Höhe des Rades $= \frac{Q}{2R_2\pi U} \ldots = 0{\cdot}216$

i_1 Anzahl der Radkurven $= 3{\cdot}65.\frac{Q}{\delta_1^2\sqrt{2gH}} \ldots = 22{\cdot}6$

In der Zeichnung sind 24 Kurven genommen worden.

s_1 Aeussere Weite der Radkanäle $= \frac{2R_2\pi k}{i_1 k_1}\,\frac{1}{f}\,\frac{R_2}{R_1}\,tang.\,\beta = 0{\cdot}050^{m}$

v_1 Geschwindigkeit am äusseren Umfang des Rades $= 0{\cdot}7\sqrt{2gH} \ldots = 3{\cdot}129$

N Anzahl der Umdrehungen per 1′ $= 9{\cdot}548\,\frac{v_1}{R_1} \ldots = 32\,7$

Um nun den Effekt kennen zu lernen, welchen man sich von

dieser Turbine versprechen darf, wollen wir diese Daten auf die allgemeinen Gleichungen pag. 55 und 56 anwenden.

Unter der Voraussetzung, dass der Schützen ganz aufgezogen ist, findet man:

$$\Omega = 1{\cdot}0158$$

$$\Omega_1 = 0{\cdot}2556$$

$$\Omega_2 = 0{\cdot}3681$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}2265$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}6249$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\alpha = 0{\cdot}2265$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha = 0$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta = 0{\cdot}2641$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 0{\cdot}5664$$

$$n = -0{\cdot}0376$$

$$m = 0{\cdot}5664$$

$$1+n^2+m^2 = 1{\cdot}322, \quad \sqrt{1+m^2+n^2} = 1{\cdot}1500$$

$$A = 0{\cdot}6551, \quad B = 0{\cdot}8399, \quad C = 0{\cdot}4752, \quad D = 0{\cdot}3570$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = 0{\cdot}733$$

Der Nutzeffekt dieser Turbine ist demnach 0·733 von dem absoluten Effekt des Motors, also eben so gross, als bei der von *Cadiat* erbauten und im Vorhergehenden berechneten Turbine. Dieses Resultat ist durchaus nicht geeignet, eine günstige Meinung für diese Art von Turbinen hervorzurufen, denn wenn eine Maschine nach einer theoretischen Rechnung, welche von Reibungen und zufälligen kleinen Störungen abstrahirt, nur 73 pCt. Nutzeffekt

verspricht, so darf man in der Wirklichkeit gewiss nicht mehr als 63 pCt. erwarten. Gesetzt, dass diese Turbine diese Leistung wirklich hervorbringt, so ist sie allerdings in Vergleich mit einem Wasserrad für 1^{m}. Gefäll eine gute Maschine; im Vergleich mit einer Turbine mit Leitkurven ist sie dagegen bedeutend im Nachtheil.

Der Nutzeffekt würde allerdings vortheilhafter ausgefallen seyn, wenn wir die Dimensionen der Maschine für eine grössere Geschwindigkeit berechnet hätten, wenn wir z. B. gestattet hätten, dass die vortheilhaftetse Geschwindigkeit v_1 gleich $\sqrt{2gH}$ wäre, so würde s_1 und N und $\frac{E_n}{\varrho Q H}$ grösser geworden seyn.

Kostenberechnung der Maschine.

Gewichtsbestimmungen.

A. Gusseisen.

	Gew. in Kill.
Zapfenständer	147
Radkörper	585
Axe der Turbine	261
Teller	290
Schützencylinder	294
Liederungsring	186
Einlaufcylinder	499
Röhre	187
4 Cylinder zu den Zugstangen	68
Obere grosse Platte	487
Bock darauf	142
Erstes Kegelrad	207
Zweites Kegelrad	80
2 kleine Kegelräder zum Aufzug	10
4 Stopfbüchsen zu den Zugstangen	10

Gesammtgewicht der gusseisernen Bestandtheile = 3453 Kill.

B. Schmiedeisen.

	Kill.
Stellkeile	11
Radkurven	122
Radkronen	127
Latus	260

		3453 Kill.
	Kill.	
Transport	260	
4 Schrauben zu den Zapfenständern	6	
4 Zugstangen sammt den oberen Schraubenspindeln =	79	
12 Schrauben zu den Stopfbüchsen	0·4	
30 Holzschrauben zur Befestigung des Einlaufcylinders	0·5	
3 Kurbeln zum Aufzug	8	
Der Rahmen zum Aufzug	21	
12 Schrauben zum Dichtungsring	1·4	
10 „ zur Befestigung der grossen Platte	9·4	
6 „ zum Lagerbock	7	
Summe der Gewichte der schmiedeisernen Theile		393 Kill.

C. Messing.

	Kill.
Untere Pfanne für den Zapfen	10
Obere Umfassung der Welle	10·4
4 Stopfbüchsendeckel zum Aufzug	3
2 Schalen zu den Lagern	12
Summe der Gewichte der Theile aus Messing	35·4 Kill.
Totalgewicht der metallenen Theile	3881·4 Kill.

Wegen den vielen genauen Arbeiten, die bei einer Turbine vorkommen, muss man die Anschaffungskosten für 100 Kill. zu 160 Francs in Anschlag bringen. Die Turbine kostet daher, den Wasserbau nicht mitgerechnet, 6210 Francs, und da sie höchstens einen reinen Nufzeffekt von 12 Pferdekräften verspricht, so sind die Construktionskosten per Pferdekraft 517 Francs.

D und E.

Tafel IX. und X.

Beschreibung und Berechnung zweier Schottischer Turbinen für hohe Gefälle.

Die Construction von Hochdruckturbinen ist ein Thema, über welches die mannigfaltigsten Variationen gemacht werden können. Die Zuleitung des Wassers, die Einrichtung des Rades, die Art der Aufstellung der Maschine kann bei diesen, dem Volumen nach kleinen Apparaten, auf sehr verschiedene Weise angeordnet werden. Es verhält sich bei diesen Turbinen ähnlich wie bei den Dampfmaschinen, bei welchen man auch durch Combination der verschiedenen Principe über die Wirkungsart des Dampfes, mit den mannigfaltigen Anordnungen der Aufstellung und Transmission, eine zahlreiche Reihe von Maschinen erhält. Um wenigstens die wesentlicheren Einrichtungen der Räder und Aufstellungsarten der Turbinen anzugeben, habe ich die zwei *Schott*'schen Turbinen gewählt, welche auf den Tafeln IX. und X. dargestellt sind.

Die Turbine Tafel IX. ist für die Wasserkraft in Thüringen (76^m Gefälle, 0·17 Kub. Met. Wasser), also für ein sehr hohes Gefälle berechnet und gezeichnet. Bei der Turbine Tafel X. ist dagegen ungefähr die grösste Wassermenge (0·6 Kub. Met.) angenommnn worden, für welche die Anwendung der *Schott*'schen Turbine noch zulässig ist. Das Gefälle beträgt 8^m. Die beiden Maschinen sind in ihrer Bauart wesentlich verschieden. Die Turbine Tafel IX. hat zwei auf eine horizontale Axe befestigte Räder, von denen jedes mit zwei Armen versehen ist, und der Zuleitungscylinder liegt zwischen den Rädern auf einem horizontalen Mauerwerk. Die Turbine Tafel X. hat ein dreiarmiges, auf einer vertikalen Axe befestigtes Rad, und der Zuleitungscylinder ist unterhalb der Turbine auf einen Quaderblock gestellt. Die specielle Einrichtung dieser Maschine gibt die folgende Beschreibung.

D. Liegende Doppelturbine.

Tafel IX.

Fig. 1 ist ein Grundriss, Fig. 2 ein Querdurchschnitt, Fig. 3 und 4 sind Längendurchschnitte der Maschine.

Aufstellung.

Die Mauer *a a* des Maschinenhauses hat bei *b* eine überwölbte Oeffnung. An derselben befindet sich eine mit Quadern ausgemauerte Grube *ABCD*, die durch einen Quaderblock *c* in zwei Kanäle *dd* getheilt wird.

Der Block geht durch die Oeffnung hinaus, und an seinem Ende vereinigen sich die beiden Kanäle in einen einzigen Kanal, durch welchen das Wasser abfliesst, nachdem es auf die Maschine gewirkt hat. Auf dem Block *c* liegt die Zuleitungsröhre *e* und der Maschinencylinder *f*.

Der Cylinder f

ist mit einer an denselben angegossenen Platte in den Block *e* eingelegt und mit Schrauben, die in das Fundament hinabgehen, angeschraubt. Er kommunizirt in der Nähe der Mauer *a a* mit der Zuleitungsröhre *e*, ist am andern Ende mit einem gewölbten Deckel *i* geschlossen und hat auf jeder Seite eine runde Oeffnung f_1, durch welche das Wasser in die Räder geleitet wird.

Die Räder und ihre Verbindung.

Die Einrichtung der Räder ersieht man am besten aus den Figuren 2 und 4. Jedes Rad besteht aus zwei gusseisernen Scheiben *kk*, in welche gekrümmte Bleche $l_1\, l_1$ eingeniethet sind, die zwei gekrümmte Kanäle bilden. Die Scheiben *k k* sind mit Hülsen versehen, und mit Längenkeilen und Keilringen an die gemeinschaftliche Axe *m* so befestiget, dass sie sich mit derselben drehen müssen, ihren Abstand aber nicht ändern können. Die Scheiben $k_1\, k_1$ haben in der Mitte runde Oeffnungen *n*, welche den Oeffnungen f_1 des Cylinders zugekehrt sind.

Dichtung an den Oeffnungen n und f_1.

Um das Entweichen von Wasser an den Oeffnungen *n* und f_1 zu verhindern, ist daselbst eine Dichtung nothwendig. Diese besteht

aus dem Messingring *oo*, welcher durch den Druck des Wassers auf seinen innern Rand gegen das Rad hinausgepresst wird, so dass der äussere Rand des Ringes an den Rand der Oeffnung *n* anzuliegen kommt. Um die Ringe bei einem guten äusseren Verschluss beweglich zu machen, sind in den Wänden der Oeffnungen f_1 Dichtungen eingelegt, die aus ringförmigen, mit Metallringen ausgesteiften Lederrinnen bestehen, die demnach so eingerichtet sind, wie die Dichtungen der hydraulischen Pressen. Die Kraft, mit welcher ein Ring gegen das Rad gedrückt wird, ist gleich der Differenz zwischen dem hydrostatischen Druck des Wassers auf den inneren Rand des Ringes, und der Reibung, welche am Umfange desselben durch die Liederung entsteht. Diese Differenz ist aber nicht gross, so dass die Reibung auf den Rändern der Oeffnungen *n* von keiner Bedeutung werden kann, und jedenfalls von geringerem Nachtheil ist, als wenn Wasser entweichen würde.

Die Klappe.

Um den Wasserzufluss sowohl reguliren als auch aufheben zu können, ist in dem Zuleitungsrohr eine Klappe *p* (Fig. 1 und 3) angebracht, die durch einen Mechanismus in beliebige Stellung gebracht werden kann. Sie ist von Gusseisen, mit Nerven verstärkt, hat eine ellyptische Form und ist mit einer röhrenförmigen Hülse auf eine schmiedeiserne Axe *q* gesteckt und mit Stiften befestigt. Das eine Ende der Axe steckt in einer an die Röhre angegossenen Hülse, das andere Ende geht durch eine Stopfbüchse *r*, und ist ausserhalb derselben mit einem Schraubenradquadranten *t* (Fig. 1 und 4) versehen, in dessen Zähne die Schraube ohne Ende *u* (Fig. 4) eingreift. Diese letztere sitzt auf einer vertikalen Axe *v*, die durch eine Säule *w* gehalten wird, und ist oben mit einem Kurbelschwungrad versehen. Die Säule steht auf einer Gussplatte, an welcher die Lager für die Axe der Klappe angegossen sind.

Der Druck auf die Klappe beträgt, wenn sie die Röhre abschliesst, 12600 Kill.; mit Berücksichtigung der Reibung findet man, dass am Umfang des Schwungrades eine Kraft von 20 bis 25 Kill. nothwendig ist, um die Klappe zu öffnen. Die Bewegung geht nur im ersten Augenblick so schwer, denn so wie einmal am Umfange der Klappe Wasser durchströmt, wird der Cylinder bald ganz gefüllt und die Klappe wird dann von beiden Seiten gedrückt, wodurch der den Widerstand verursachende Druck auf die Axe der Klappe ganz aufhört.

richtet sich immer nach den Lokalverhältnissen. Beispielsweise ist in der Zeichnung ein Theil von einer Transmission angegeben. Wenn die Turbine 60% Nutzeffect gibt, entwickelt sie 100 Pferdekräfte. Für die Benützung einer so bedeutenden Kraft dürfte es in den meisten Fällen zweckmässig seyn, sie in zwei Theile zu theilen. Es ist desshalb angenommen worden, die Maschine werde in der Mitte des Gebäudes aufgestellt und jede Hälfte desselben sei mit der Hälfte der ganzen Kraft zu versehen. Die Transmission besteht demnach in der Zeichnung aus zwei ganz congruenten Theilen, die sich zu beiden Seiten der Maschine befinden. An die gemeinschaftliche Axe *q*, welche die Turbinenräder verbindet, sind die Wellen x x angekuppelt, von diesen aus werden durch Stirngetreibe die Wellen *y* bewegt. Die Axe *q* macht per 1′ 664, die Wellen *y* machen 221 Umdrehungen per 1′.

In manchen Fällen kann es aber zweckmässig seyn, die Kraft der Turbine nicht zu theilen. In diesem Falle braucht man nur die eine Seite der Transmission wegzulassen, und die bleibenden Theile gehörig zu verstärken. Die Welle *q* ist gar nicht in Bezug auf Torsion in Anspruch genommen, wenn eine doppelte Transmission angewendet wird. Bei einer einseitigen Transmission hat sie dagegen die Hälfte des totalen Effektes durch Torsion auf die Welle x zu übertragen, und diese muss der ganzen Kraft widerstehen.

Vortheile dieser Anordnung.

Ich glaube, Sachverständige werden bei einer unpartheiischen Prüfung zugeben, dass diese Anordnung im Vergleich mit den gewöhnlichen, für die Benutzung von hohen Gefällen angewendeten, mehrere wesentliche Vortheile gewährt. Zunächst unterliegt die Befestigung des liegenden Maschinencylinders *f* gar keiner Schwierigkeit, und es ist hiezu gar kein Aufwand von Eisen oder von Baumaterialien nothwendig. Diese Anordnung der Maschine hat ferner das Eigenthümliche, dass die Befestigung des Cylinders *f* gar nicht einmal eine so wichtige Sache ist; denn gesetzt auch, dass der Cylinder *f* während der Bewegung der Maschine seine Lage etwas verändert, so würde diess durchaus keine nachtheilige Folgen haben, weil der messingene Dichtungsring *o* nicht in das Rad hineingesteckt ist, sondern nur auf den Rand desselben anschleift. Auch sogar die Lage der Turbinenaxe könnte sich ohne Nachtheil für die Wirkung verändern. Ein anderer wesentlicher Vortheil dieser Anordnung ist ferner, dass die Zapfenlager der Tur-

binenaxe ganz frei und im Trockenen liegen, so dass also die Beaufsichtigung, Reinigung und das Oehlen der Lager sehr leicht und in jedem Augenblick geschehen kann, ohne irgend einen Theil der Maschine demontiren zu müssen.

Weiters ist bei dieser Anordnung die Schwierigkeit ganz beseitigt, welcher man bei der gewöhnlichen Construktion von Turbinen für hohe Gefälle begegnet, um den Druck des Wassers auf den Körper des Rades zu vermindern. Um diese Schwierigkeit zu heben, habe ich eben zwei Räder angeordnet, von denen jedes als Balancierscheibe für das andere Rad dient. Um den Druck auf die Räder unschädlich zu machen, ist nun weiter nichts nothwendig geworden, als der Verbindungsaxe q eine hinreichende absolute Festigkeit zu geben. Sie ist $0{\cdot}07^{m}$ dick und kann daher einen Zug aushalten, der 17mal grösser ist als die Kraft, mit welcher sie der Länge nach gezogen wird.

Bei der praktischen Ausführung kommen keinerlei schwierige und delikate Arbeiten vor; nur die Dichtung muss genau gemacht werden, alle übrigen Theile sind ganz leicht herzustellen.

Nebst diesen angeführten Vortheilen verdient noch der Hauptpunkt einer Erwähnung: nämlich die Anschaffungskosten der Maschine. Diese sind aber nach der nachfolgenden Kostenberechnung sehr gering. Die Maschine selbst mit der Klappe und dem dazu gehörigen Mechanismus und mit dem Blechdeckel kostet nur 3179 Francs de f. Die Röhrenleitung ist allerdings sehr kostspielig (13140 F. d. f.), allein diese Kosten können durch keine Anordnung der Maschine selbst vermindert werden.

Was den Effekt betrifft, so lässt die Maschine allerdings manches zu wünschen übrig. Nach der folgenden Rechnung verspricht die Maschine, abgesehen von Reibungen etc., nicht mehr als 71 pCt. Mit Rücksicht auf die verschiedenen Nebenhindernisse darf man also nicht mehr als circa 56 pCt. Nutzeffekt erwarten. Ich glaube aber, dass man in Lokalitäten, wo Ueberfluss an Gefälle aber wenig Wasser vorhanden ist, mit dieser Leistung zufrieden seyn darf, um so viel mehr, als die nach dem *Fourneyron*'schen System erbauten Turbinen von St. Blasien und Thüringen auch keine bessere Wirkung geben.

Berechnung der Hauptdimensionen der Maschine.

Das Gefäll H ist . . . . . $=76^{m}$.
Die Wassermenge, welche per $1''$ auf beide Räder wirkt $=0{\cdot}17^{m}$.
Q Wassermenge, welche per $1''$ auf ein Rad wirkt . $=0{\cdot}085$

Der innere Halbmesser des Rades $R_2 = 0{\cdot}4\sqrt{Q}$ . . . $= 0{\cdot}117$
Der äusserer Halbmesser $R_1 = 4R_2$ . . . . . $= 0{\cdot}468^m$.
Summe der Querschnitte der Austrittöffnungen eines

$$\text{Rades} = \Omega_1 = 1{\cdot}1\frac{Q}{\sqrt{2gH}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 0{\cdot}00242$$

Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1′ $N = 7{\cdot}81 \times$

$$\frac{\sqrt{2gH}}{R_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 644.$$

Das Rad ist vermittelst dieser Dimensionen nach den Regeln construirt worden, welche in der praktischen Anleitung zur Verzeichnung von *Schott*'schen Turbinen (S. 115) angegeben worden sind.

Berechnung des Nutzeffektes der Maschine.

Zur Berechnung des Nutzeffektes nach den Formeln S. 55 und 56 hat man nach den gegebenen Daten und nach der Zeichnung folgende Grössen.

$R_2 = 0{\cdot}117$, $\alpha = 90°$, $\delta = \delta_1 = 0{\cdot}04$, $k = 1$,
$R_1 = 0{\cdot}468$, $\beta = 40°$, $s_1 = 0{\cdot}03$, $k_1 = 1$,
$Q = 0{\cdot}085$, $\gamma = 15°$, $s_2 = 0{\cdot}16$, $H = 76^m$.

Man findet:

$$\Omega = 0{\cdot}0291$$

$$\Omega_1 = 0{\cdot}00242$$

$$\Omega_2 = 0{\cdot}0128$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}08231$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}18906$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\alpha = 0{\cdot}0823$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha = 0$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta = 0{\cdot}1215$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 0{\cdot}1448$$

$$m = +0{\cdot}14482$$

$$n = -0{\cdot}03922$$

$$1+m^2+n^2 = 1{\cdot}0225, \quad \sqrt{1+m^2+n^2} = 1{\cdot}01118$$

$$A = 0{\cdot}9659, \quad B = 0{\cdot}9552, \quad C = 0{\cdot}9388$$

$$(x)_{max.\,r.} = 1{\cdot}252$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = 0{\cdot}71$$

Ohne Rücksicht auf Reibungen verspricht demnach die Maschine einen Nutzeffekt von 71 pCt.; die Widerstände mögen circa 15 pCt. consumiren, von der Maschine darf man demnach eine reine Nutzwirkung von 56 pCt. erwarten, demnach circa 100 Pferdekräfte.

Kostenberechnung der Maschine.

Gusseisen.

	Kil.
Der Cylinder mit dem Klappenstück wiegt	720
Die Radkörper beider Räder	339
Zwei Axenlager	86
Die Klappe	65
Die Säule zum Aufzug	92
Gussplatte dazu	60
Wurm und Zahnquadrant	10
Das Schwungrad	46
Summe . . .	1418

Schmiedeisen.

	Kil.
Die Axe der Klappe	41
Die Axe des Wurms	9
Latus	50

	Kill.
Transport	50
4 Schrauben zur Befestigung des Cylinders	17
Die Radkurven	63
Die Axe *q* der Turbinenräder	56
Die Blechdeckel	169
24 Schrauben zum Cylinder	8
8 Schrauben zu den Lagern	4
2 grosse und 10 kleine Schrauben zum Aufzug	4
Die Röhrenleitung { Länge . . 170m. Durchmesser 0·43m. Metalldicke . 0·005 }	8542
Summe . . .	8913

Messing.

	Kill.
Zwei Dichtungsringe	24
Schalen zu den Lagern	5
Summe . . .	29

Gesammtgewicht der Maschine ohne Transmission:	ohne Röhrenleitung	1818 Kill.
	mit „	10360 „
100 Kill. verarbeitetes Metall zu 160 Francs gerechnet, so sind die		
Anschaffungskosten der Maschine ohne Transmission:	ohne Röhrenleitung	2912 Francs
	mit „	16640 „
Anschaffungskosten per 1 Pferdekraft Nutzeffekt:	ohne Röhrenleitung	29 „
	mit „	166 „

E. Dreiarmige Schott'sche Turbine.

Tafel X.

Diese Turbine ist, wie schon früher angegeben wurde, für ein Gefäll von 8m. und für eine Wassermenge von 0·6 Kub. Met. berechnet und verzeichnet. Der absolute Effekt des Motors ist demnach 64 Pferdekraft. Die Bauart dieser Turbine hat mehrere Eigenthümlichkeiten. Das Wasser wird von unten herauf in das Rad geleitet, welches sich über dem Wasserspiegel befindet. Die Axe des Rades ist von einer Röhre umgeben, welche sich oben schirmförmig ausbreitet und unten mit einem Gefäss communizirt, in welchem die Pfanne für den Zapfen der Axe angebracht ist. Durch diese Einrichtung ist die Axe und der Zapfen gegen jede Berührung mit Wasser geschützt; in die Pfannen können daher keine Unreinigkeiten kommen, welche etwa das Wasser mit sich führt. Die Dich-

tung an der Einmündung des Rades geschieht vermittelst eines Messingringes, der durch den hydrostatischen Druck des Wassers an den Rand der Einmündung in das Rad angedrückt wird. Die Turbine befindet sich in einem Bassin in der Nähe einer Hauptmauer, welche nischenförmig ausgehöhlt ist. Das Zuleitungsrohr liegt in dem Abflusskanal. Die specielle Einrichtung der Bestandtheile der Maschine ist folgende:

Die Zuleitung.

a ist das untere Ende des Zuleitungsrohres von Eisenblech. Sie ist mit einem ringförmigen Winkeleisen, das an die Röhre angeniethet ist, gegen die Flantschen eines gusseisernen Röhrenstückes *b* geschraubt, und dieses steht mit dem Cylinder *c* der Maschine in Verbindung. In der Röhre *b* befindet sich eine gusseiserne ellyptische Klappe die vermittelst eines Mechanismus in verschiedene Stellungen gebracht werden kann, um die Röhrenleitung entweder ganz abzuschliessen oder um den Wasserzufluss zu reguliren. Die Klappe ist mit zwei Stiften an eine Axe befestiget, die sich unten in einer an den Cylinder *b* angegossenen Hülse dreht, oben durch eine Stopfbüchse geht, und ausserhalb derselben mit einem verzahnten Quadranten *e* versehen ist. In die Zähne des Letzteren greift ein Getriebe *f* ein, welches mit der vertikalen Axe *g* verbunden ist. An das obere Ende der Axe *g*, die sich unten in einer an den Cylinder *b* angegossenen Hülse dreht und oben durch eine Säule *h* gehalten ist, ist eine Kurbel *i* angesteckt, vermittelst welcher der ganze Mechanismus gedreht werden kann. Ein Druck von höchstens 10 Kill. auf die Kurbel ausgeübt ist hinreichend, die Klappe aus der Lage zu bringen, in welcher sie die Röhre verschliesst. Hat einmal das Oeffnen begonnen, so lässt sich die Klappe noch viel leichter bewegen. Um sie aber in einer bestimmten Stellung erhalten zu können, dient der Stellstift *j*, welcher durch die hintere Fortsetzung des Kurbelarmes und durch eines von den 12 Löchern gesteckt wird, die in das scheibenförmige Ende der Säule eingebohrt sind.

Der Cylinder und seine Basis.

Der Cylinder *c* ist oben offen und unten mit einem Boden versehen, in dessen Mitte eine kleine runde Oeffnung angebracht ist. Er ist auf eine Basis befestiget, die durch ein parallelepipedisches, mit Nerven verstärktes Gefäss *k* gebildet wird, an dessen Boden

eine Hülse *l* zur Aufnahme der Zapfenpfanne angegossen ist. In (Figur 2) ist der Horizontaldurchschnitt der Basis punktirt angedeutet.

Der Boden der Basis, der mit Schrauben an einen Quaderblock befesiget wird, ist durchbrochen; drei von den Seitenwänden sind massiv, die vierte (linker Hand) hat, um zur Pfanne kommen zu können, eine Oeffnung, die mit einem Deckel verschlossen wird. Zum Schmieren des Zapfens und der Pfanne ist am Boden von *k* eine Röhre *m* angegossen, die innen in die Hülse *l*, aussen an der Wand ausmündet; daselbst wird das Schmierrohr angeschraubt. Gegen die Bodenfläche von *c* ist das Rohr *n* angeschraubt, welches oben in eine Form übergeht, die mit der Rose einer Giesskanne Aehnlichkeit hat. Die untere Ausbreitung n_1 bewirkt eine gute Leitung des Wassers; die obere Wölbung verhindert, da sie sich an die Axe anschliesst, einerseits: dass kein Wasser in die Röhre und mithin auch nicht zum Zapfen gelangen kann, und anderseits, dass der horizontale Rand der Rose selbst dann nicht an den Körper des Rades anschleifen kann, wenn die Axe desselben etwas vibriren oder schwanken sollte.

Das Rad

hat, wie (Fig. 2) zeigt, drei Kanäle. Es ist nach den Regeln verzeichnet, welche früher für die Construktion der Reaktionsturbine angegeben worden sind.

Die obere Scheibe *o* des Radkörpers, die durchbrochene Wölbung *p*, die Hülse *q* und die Wände $r\,r_1$ der Radkanäle sind aus einem Gussstück. Die untere ringförmige Scheibe o_1 ist, wie (Fig. 2) zeigt, mit 12 Schrauben gegen den oberen Theil des Rades befestiget.

Die äusseren Theile der Wände $r_1\,r_1\,r_1$ bilden bewegliche Klappen, um die Weite der Ausflussöffnungen reguliren zu können. Zu diesem Zwecke dienen die Stellschrauben *s* (Fig. 2 und Fig. 3). Bei dieser Einrichtung muss man, wenn die Stellung der Klappe verändert werden soll, die Maschine abstellen. Es unterliegt auch keiner Schwierigkeit, eine Einrichtung zu treffen, vermittelst welcher die Klappe während des Ganges der Maschine regulirt werden kann. Diess kann z. B. auf folgende Art geschehen: Man steckt auf die Axe des Rades eine Gleithülse mit einem eingedrehten Hals, die sich mit der Axe dreht, aber längs derselben auf und ab bewegt werden kann. Zum Auf- und Niederbewegen derselben kann ein Gabelhebel angewendet werden, wie bei den Auslösungen. Um durch diese Bewegung der Gleithülse zu bewirken, dass die

aus dem Messingring *oo*, welcher durch den Druck des Wassers auf seinen innern Rand gegen das Rad hinausgepresst wird, so dass der äussere Rand des Ringes an den Rand der Oeffnung *n* anzuliegen kommt. Um die Ringe bei einem guten äusseren Verschluss beweglich zu machen, sind in den Wänden der Oeffnungen f_1 Dichtungen eingelegt, die aus ringförmigen, mit Metallringen ausgesteiften Lederrinnen bestehen, die demnach so eingerichtet sind, wie die Dichtungen der hydraulischen Pressen. Die Kraft, mit welcher ein Ring gegen das Rad gedrückt wird, ist gleich der Differenz zwischen dem hydrostatischen Druck des Wassers auf den inneren Rand des Ringes, und der Reibung, welche am Umfange desselben durch die Liederung entsteht. Diese Differenz ist aber nicht gross, so dass die Reibung auf den Rändern der Oeffnungen *n* von keiner Bedeutung werden kann, und jedenfalls von geringerem Nachtheil ist, als wenn Wasser entweichen würde.

Die Klappe.

Um den Wasserzufluss sowohl reguliren als auch aufheben zu können, ist in dem Zuleitungsrohr eine Klappe *p* (Fig. 1 und 3) angebracht, die durch einen Mechanismus in beliebige Stellung gebracht werden kann. Sie ist von Gusseisen, mit Nerven verstärkt, hat eine ellyptische Form und ist mit einer röhrenförmigen Hülse auf eine schmiedeiserne Axe *q* gesteckt und mit Stiften befestigt. Das eine Ende der Axe steckt in einer an die Röhre angegossenen Hülse, das andere Ende geht durch eine Stopfbüchse *r*, und ist ausserhalb derselben mit einem Schraubenradquadranten *t* (Fig. 1 und 4) versehen, in dessen Zähne die Schraube ohne Ende *u* (Fig. 4) eingreift. Diese letztere sitzt auf einer vertikalen Axe *v*, die durch eine Säule *w* gehalten wird, und ist oben mit einem Kurbelschwungrad versehen. Die Säule steht auf einer Gussplatte, an welcher die Lager für die Axe der Klappe angegossen sind.

Der Druck auf die Klappe beträgt, wenn sie die Röhre abschliesst, 12600 Kill.; mit Berücksichtigung der Reibung findet man, dass am Umfang des Schwungrades eine Kraft von 20 bis 25 Kill. nothwendig ist, um die Klappe zu öffnen. Die Bewegung geht nur im ersten Augenblick so schwer, denn so wie einmal am Umfange der Klappe Wasser durchströmt, wird der Cylinder bald ganz gefüllt und die Klappe wird dann von beiden Seiten gedrückt, wodurch der den Widerstand verursachende Druck auf die Axe der Klappe ganz aufhört.

[illegible]

[illegible]

[illegible]

Klappen aus- und einbewegt werden, kann man für jede derselben einen mit dem Rade beweglichen Winkelhebel anbringen, von welcher der eine Arm vermittelst eines Stängelchens mit der Gleithülse, und der andere durch ein zweites Stängelchen mit der Klappe in Verbindung steht. Ich habe es vorgezogen in der Zeichnung, die zwar etwas unbequeme, aber im Uebrigen einfache Anordnung mit den Stellschrauben anzuwenden.

Die Axe des Rades wird oberhalb des letzteren durch ein in der Zeichnung nicht dargestelltes Lager gehalten, welches an dem Lagerstuhl *t* angeschraubt ist. Die Entfernung dieses Lagers von der Hülse des Rades ist aus dem Grunde grösser angenommen worden, als es für das Halten der Axe zweckmässig wäre, damit man die Dichtung am oberen Ende des Cylinders *c* leicht untersuchen kann, ohne die Maschine demontiren zu müssen. Es lässt sich nämlich das Rad so hoch heben, dass der Messingring aus dem Cylinder ganz herausgezogen werden kann. Die Axe des Rades geht durch die Röhre und durch die Basis *k* bis zur Pfanne herab, und ist daselbst mit einem angedrehten Zapfen versehen. Die Transmissionsräder sind in der Zeichnung weggelassen.

Die Pfanne u

beteht aus zwei Theilen, um die in dem Boden derselben angebrachten Querrinnen rein ausarbeiten zu können. Das Oehl gelangt durch die Röhre *m* zunächst in eine ringförmige, in die innere Wand der Hülse *l* eingedrehte Nuthe, von da durch Oeffnungen, die durch die Wände der Pfanne *u* gebohrt sind, in den ringförmigen Raum am Umfange der Berührungsfläche zwischen dem Zapfen und dem Boden der Pfanne, und endlich in die daselbst angebrachte Furche, um Zapfen und Pfanne zu schmieren. Die Dichtung am oberen Ende des Cylinders *c* hat eine ganz ähnliche Einrichtung, wie bei der zweiarmigen Doppelturbine. Da hier der Dichtungsring ein bedeutendes Gewicht hat, so könnte vielleicht der Wasserdruck auf den untern Rand des Ringes nicht hinreichen, das Gewicht des Ringes und die Reibung am Umfang zu überwinden, wenn diess der Fall wäre, so müsste man noch Federn anbringen, um den Ring stärker aufwärts zu drücken.

Berechnung der Hauptdimensionen der Maschine.

Daten.

H Gefälle . . . . . = 8m.
Q Wassermenge per 1″ . . . . . = 0·6

R_2 innerer Halbmesser des Rades $= 0{\cdot}4.\sqrt{Q}$ . . . . $= 0{\cdot}31$
R_1 äusserer Halbmesser des Rades $= 3\,R_1$ . . . . . $= 0{\cdot}93$

$\Omega_1 = 1{\cdot}1\dfrac{Q}{\sqrt{2gH}}$ Summe der Querschnitte der Austrittsöffnungen . . . . . $= 0{\cdot}0503$

$N = 7{\cdot}81\dfrac{\sqrt{2gH}}{R_1}$ Anzahl der Umdrehungen per 1^{m} . . $= 110.$

Berechnung des Effektes des Rades nach den allgemeinen Formeln.

Nach den so eben erhaltenen Resultaten, und nach den Dimensionen der Zeichnung hat man zur Berechnung des Effekts folgende Daten:

$$R_2 = 0{\cdot}31,\quad \alpha = 90,\quad \delta = \delta_1 = 0{\cdot}15,\quad k = 1,$$
$$R_1 = 0{\cdot}93,\quad \beta = 40,\quad s_2 = 0{\cdot}33,\quad k_1 = 1,$$
$$H = 8,\quad \gamma = 16,\quad s_1 = 0{\cdot}12,$$

und man findet:

$$\Omega = 0{\cdot}2920$$

$$\Omega_1 = 0{\cdot}0503$$

$$\Omega_2 = 0{\cdot}1485$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}1722$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}3387$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\sin.\alpha = 0{\cdot}\,1722$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos.\alpha = 0$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\sin.\beta = 0{\cdot}2177$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 0{\cdot}2595$$

$$n = 0{\cdot}0455$$

$$m = 0{\cdot}2595$$

$$1+m^2+n^2 = 1{\cdot}0694, \quad \sqrt{1+m^2+n^2} = 1{\cdot}0340$$

$$A = 0{\cdot}9223, \quad B = 0{\cdot}9297, \quad C = 0{\cdot}8959$$

$$(x)_{max.\,r.} = 1{\cdot}3$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = 0{\cdot}72$$

Kostenberechnung der Maschine.

Gewicht an Gusseisen.

	Kil.
Die Basis des Cylinders	761
Der Cylinder	514
Das Klappenrohr	403
Die Röhre im Cylinder *c*	91
Die Klappe	46
Quadrant, Getriebe und Säule	36
Das Rad	1040
Die Axe (bis zum Lagerstuhl)	195
Der Lagerstuhl mit dem Lager	100
Summe	3186

Gewicht an Schmiedeisen.

	Kil.
Die Leitung (von Eisenblech)	1000
50 Schrauben	40
Axe der Klappe	9
Axe des Getriebes und Kurbel	6
15 Schrauben zum Rade	12
Summe	1067

Gewicht an Messing.

	Kill.
Die Pfanne	13
Der Dichtungsring	45
Die Schale zum Lager	7
Summe . . .	65

Gesammtgewicht der Maschine ohne Transmission = 4318 Kill. 100 Kill. verarbeitetes Metall zu 160 Francs d. f. gerechnet, kostet die ganze Maschine 6908 Fr. d. f. und per Pferdekraft 138 Fr. d. f.

Die Turbine von Jonval.

Während des Druckes der vorliegenden Abhandlung erfuhr ich, dass gegenwärtig in dem Construktionsattelier der Herrn *Andreae Köchlin* in Mühlhausen, Turbinen nach einer neuen und einfachen Bauart konstruirt werden, die hinsichtlich des Effektes ein äusserst günstiges Resultat geben sollen.

Mit einer dieser Turbinen, deren Erfinder *Jonval* heissen soll, sind Versuche angestellt worden, deren Resultate mir von einem Fabrikbesitzer zur Berechnung des Effektes mitgetheilt wurden. Diese Berechnung konnte aber zu keinem entscheidenden Urtheil über die Leistungen dieser Maschine führen, weil in den Angaben zur Berechnung der Wassermenge, welche während der Versuche auf die Turbine wirkte, zwei Nebenumstände nicht angegeben waren, die zu einer zuverlässigen Berechnung bekannt seyn müssen.

In jenen Angaben war nämlich nicht gesagt, ob die Breite des künstlichen Ueberfalles, dessen man sich zur Bestimmung der Wassermenge bediente, gleich, oder kleiner war, als die Breite des Kanales, und ob der Wasserstand unmittelbar über der Kante des Ueberfalles oder in einiger Entfernung vor demselben gemessen wurde. Bei dieser Unbestimmtheit schien es mir am zweckmässigsten zu seyn, die Berechnung sowohl für die günstigste als auch für die ungünstigste Voraussetzung zu machen, um wenigstens Grenzen zu haben, innerhalb welchen die Wahrheit liegen möchte. Im ersteren Falle gab die Rechnung 75 pCt., im letzteren Falle 50 pCt. Nutzeffekt. Die Herrn Beobachter haben 89 pCt. herausgerechnet, weil sie wahrscheinlich die Wassermengen zu klein berechnet haben, wie es gewöhnlich der Fall ist. Jedenfalls erscheint aber auch das ungünstigere Resultat so befriedigend, dass diese neue Anordnung sorgfältig geprüft zu werden verdient.

Nach den Andeutungen, welche mir über die Bauart dieser Turbine gemacht worden sind, unterscheidet sich dieselbe im Wesentlichen von der *Fourneyron*'schen Turbine dadurch, dass sich bei jener das Leitkurvenrad nicht innerhalb sondern oberhalb des

Turbinenrades befindet, dass demnach das Wasser durch beide Räder nach vertikaler Richtung niederströmt. Diese neue Turbine hat ferner noch eine eigenthümliche Aufstellung; das Rad befindet sich nämlich in bedeutender Höhe über dem Spiegel des Unterwassers, (oder kann wenigstens so placirt werden) und zwar in einem röhrenförmigen Gefäss, welches die Fortsetzung des oberen Zuflussrohres bildet, unten in's Unterwasser eintaucht, sich daselbst horizontal umbiegt und am Ende mit einem Schieber versehen ist, der die Dienste eines Schützens zur Regulirung des Wasserzuflusses leisten soll. Der Pfannenträger für den Zapfen der Turbinenaxe befindet sich im Innern der Röhre. Die Maschine wird ungefähr eine Einrichtung haben, wie die Fig. 1, 3, 4 Tafel 6 zeigen.

Fig. 1. ist ein Durchschnitt der Maschine.

Fig. 3. ist eine äussere Ansicht von dem Leitkurven- und von dem Turbinenrade, nach Hinwegnahme der äusseren Umhüllung.

Fig. 4. ist ein Horizontaldurchschnitt der Maschine.

a ist das Zuleitungsrohr, welches in dem oben mit einem Deckel geschlossenen vertikalen Cylinder *b* einmündet. An diesem Deckel ist eine Röhre befestiget, die sich unten zu einer Glocke *c* erweitert. In dem ringförmigen Raum swischen der Wand des Cylinders *b* und der Glocke *c* ist das Leitkurvenrad *d* (Fig. 1 und 3) angebracht, dieses wird durch mehrere gekrümmte Flächen aus Blech gebildet, die innen an die Glocke *c* befestiget sind, und aussen an die Wand von *b* anschliessen. Unmittelbar unterhalb dieses Leitkurvenrades befindet sich das Turbinenrad *e*. Es ist ähnlich gebildet wie *d*, die Blechflächen haben aber wie (Fig. 3) zeigt, eine Krümmung, welche jener von der Fläche von *d* entgegengesetzt ist. Die Flächen *e* sind an einem Cylinder befestiget, der vermittelst einer Scheibe *i* mit der durch die Röhre hinaufgehenden Axe *k* in Verbindung steht. Letztere dreht sich unten in einer Pfanne, die durch einen Träger *f* gehalten wird.

Der Cylinder *g*, welcher die Fortsetzung des Cylinders *b* bildet, umhüllt das Rad *e*, ohne es zu berühren. Der Schieber *S*, mit welcher die untere Ausmündung von *g* versehen ist, soll, wie schon oben erwähnt wurde, die Stelle eines Schützens zur Regulirung des Wasserzuflusses vertreten.

Bei dieser Maschine kann man nur allein die Anwendung des Rohres *g* mit dem Schieber *S* als einen neuen Gedanken ansehen, denn an diese Einrichtung, welche *Jonval* dem Leitkurvenapparate und dem Turbinenrade gegeben hat, hat gewiss schon jeder Construkteur gedacht, welcher sich für den Bau der Turbinen interessirt; auch hat schon vor mehreren Jahren *Loyd* eine ähnliche Turbine

in Bitschweiler erbaut. Der Grund, wesshalb diese Turbinen mit übereinander liegenden Rädern, dio vom Wasser nach vertikaler Richtung durchströmt werden, bis jetzt nicht wiederholt in Anwendung gekommen sind, findet sich in der folgenden Beurtheilung des Werthes dieser Anordnung.

Prüfung der Turbine von Jonval.

Das Rad und der Leitkurvenapparat.

Bei der Turbine von *Fourneyron* ist die Bewegung und Leistung des Rades unabhängig von der Tiefe, in welcher sich dasselbe unter dem Spiegel des Unterwassers bewegt. Bei der Turbine von *Jonval* findet etwas ähnliches statt. Es ist nämlich bei dieser Maschine die Bewegung und Leistung des Rades unabhängig von der Höhe, in welcher sich dasselbe über dem Spiegel des Unterwassers befindet, vorausgesetzt, dass diese Höhe nicht mehr als 10^{m} beträgt; weil sonst der atmosphärische Druck das Wasser in der Röhre *g* nicht mehr bis zur Höhe des Rades zu heben im Stande wäre. Abgesehen von dem Kraftverluste, der dadurch entstehen muss, dass das Wasser bei seinem Austritt aus der Schützenöffnung *S* eine gewisse Geschwindigkeit besitzen muss, würde sich der Bewegungszustand und die Leistung des Rades nicht ändern, wenn man dasselbe in das Unterwasser herabsetzte, und das Rohr *g* mit dem Schützen *S* ganz wegliesse, wodurch eine Anordnung entstünde, die in (Fig. 2 Taf. 6) dargestellt ist. Aus diesen Bemerkungen geht hervor, dass man das Rad und den Leitkurvenapparat unabhängig von der Röhre *g* und dem Schützen *S* betrachten kann. Lässt man einige Nebenumstände unbeachtet, so zeigt die später folgende Theorie über die neuere Turbine, dass alle Bewegungsgesetze, welche früher für die Turbine von *Fourneyron* aufgefunden wurden, ohne Ausnahme auch für die Turbine von *Jonval* gelten. Das Ausströmen des Wassers aus dem Leitkurvenapparat, die Bewegung des Rades und der Effekt desselben, richten sich bei beiden Anordnungen nach denselben Gesetzen. Die Turbine von *Jonval* ist, wenn man von dem Apparat zur Regulirung des Wasserzuflusses absieht, eine eben so vollkommene Maschine, als die Turbine von *Fourneyron*, indem jene bei gewissen Construktionsverhältnissen, nach dem Principe, auf welchem ihre Construktion beruht, ebenfalls im Stande wäre, den absoluten Effekt der Wasserkraft nutzbringend zu machen.

Vergleicht man diese beiden Anordnungen mit Berücksichtigung jener kleinen Nebenumstände, so findet man, dass in mehreren

Hinsichten die ältere, in anderen Hinsichten die neuere Anordnung den Vorzug verdient.

Die Vorzüge der neueren Turbinen sind:

1. Bei der Turbine von *Fourneyron* muss das Wasser an dem Teller der Leitkurven zweimal, und zwar jedesmal um ungefähr 90° aus der Richtung seiner Bewegung abgelenkt werden, wodurch zwar bei der geringen Geschwindigkeit (von ungefähr 1^{m}) mit welcher es gegen den Teller niederfliesst, kein merklicher Stoss entstehen kann, was aber doch nicht so vortheilhaft ist, als wenn das Wasser, wie es bei der Anordnung mit den zwei übereinander liegenden Rädern der Fall ist, nur einmal um ungefähr 60° aus der Richtung seiner Bewegung abgelenkt werden muss, bis es die Oeffnungen der Leitkanäle erreicht.
2. Bei der Turbine von *Fourneyron* haben die schädlichen Räume der Leitkurvenkanäle immer eine merkliche Grösse; insbesondere bei kleineren Rädern. Bei der Turbine von *Jonval* hingegen können diese schädlichen Räume fast verschwindend klein gemacht werden, wovon man sich leicht vermittelst einer Zeichnung überzeugt.
3. Der Halbmesser des Rades kann bei der Turbine von *Fourneyron* nicht merklich grösser oder kleiner genommen werden, als die Formel pag. 106 angibt. Nimmt man den Halbmesser kleiner an, so strömt das Wasser schnell gegen den Teller nieder, und stösst gegen denselben; nimmt man den Halbmesser grösser, so wird die Höhe des Rades zu klein, und es muss die Anzahl der Leit- und Radkurven sehr gross gemacht werden, was nachtheilig und kostspielig ist. Bei der Turbine von *Jonval* dagegen, kann der Halbmesser des Rades unbeschadet des Effektes ziemlich variiren, und kann insbesondere kleiner gemacht werden als bei *Fourneyron*, weil in der geradelinigten Niederbewegung des Wassers nicht leicht eine Störung entsteht, wenn die Geschwindigkeit bedeutend, z. B. 2^{m} ist. Da man also den Halbmesser innerhalb ziemlich weiter Grenzen willkürlich annehmen kann, so ist es möglich, das Rad so zu bauen, dass die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades (die dem Halbmesser desselben verkehrt proportional ist) innerhalb gewisser Grenzen beliebig gross ausfällt, was für die Anordnung der Transmission oft von Nutzen seyn kann.

Die Vorzüge der älteren Turbine sind:

1. Bei der Turbine von *Fourneyron* haben alle Punkte der inneren vertikalen Kanten der Radkurven einerlei Geschwindigkeit, es können daher alle Wassertheilchen bei einer gewissen Geschwindigkeit des Rades ohne Stoss in dasselbe eintreten. Bei der Turbine von *Jonval* dagegen ist die Geschwindigkeit der weit von der Axe entfernten Punkte der radialen Kanten der Radflächen grösser als die Geschwindigkeit der näher an der Axe liegenden Punkte jener Kanten; es können daher nicht alle Wassertheilchen ohne Stoss in das Rad eintreten, sondern streng genommen nur diejenigen, welche sich in einer gewissen Entfernung von der Axe befinden. Der kleine Nachtheil, welcher hieraus entsteht, kann jedoch sehr vermindert werden, wenn man die Differenz zwischen dem inneren und äusseren Halbmesser des Rades klein macht.

2. Durch die Centrifugalkraft wird jedes Wassertheilchen nach radialer Richtung nach auswärts getrieben. Die Bahnen, welche die einzelnen Wassertheilchen während ihres Durchganges durch das Rad beschreiben, liegen also streng genommen nicht in cylindrischen, mit der Radaxe concentrischen Flächen, sondern jedes Wassertheilchen entfernt sich von der mit der Axe des Rades concentrischen Cylinderfläche, die durch den Eintrittspunkt des Theilchens geht, und dies hat zur Folge, dass leicht eine kleine Störung in ihrer Bewegung entsteht. Wenn aber der Unterschied zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser nicht gross gemacht wird, so wird diese Störung ganz unmerklich werden.

3. Bei der Turbine von *Fourneyron* bringt nur allein das Gewicht der Radaxe und der mit ihr verbundenen Theile einen Druck auf den Zapfen der Axe hervor; das Betriebswasser aber nicht. Bei der Turbine von *Jonval* dagegen hat der Zapfen nicht nur das Gewicht der Axe und der mit ihr verbundenen Theile auszuhalten, sondern es übt auch das Betriebswasser einen der Gefällshöhe proportionalen Druck aus, was ein sehr bedenklicher Umstand genannt werden muss.

4. Das Rad und der Leitkurvenapparat von *Fourneyron* sind leichter herzustellen, als die gleichen Theile von der Maschine von *Jonval*, weil bei letzterer die Bleche nach Schraubenflächen (also nach unabwickelbaren Flächen) geformt und überdies an cylindrische Wände befestigt werden müssen. Diese Schwierigkeit ist allerdings bei kleinen Rädern (zur

Benutzung von kleineren Wasserquantitäten) nicht von Belang, wohl aber bei grossen Rädern.

Der Wasserverlust, welcher am äusseren Umfang des Rades entstehen kann, ist von gar keiner Bedeutung, wenn der Spielraum zwischen den äusseren Kanten der Radflächen und der Wand des Cylinders *g* klein gehalten wird, oder wenn man das Rad mit einer cylindrischen Hülle umgibt, was natürlich geschehen müsste, wenn man das Rad in's Unterwasser herabsetzen, und den Cylinder *g* mit dem Schieber weglassen wollte.

Ob die Vortheile die Nachtheile überwiegen, oder ob das umgekehrte statt findet, ist schwer zu sagen. In dreierlei Hinsicht ist die neue Anordnung vortheilhafter; in vier andern Hinsichten ist sie nachtheiliger als die Turbine von *Fourneyron*. Die Gewichte der Vortheile und Nachtheile lassen sich aber nicht theoretisch bestimmen. Die vollkommene Abwesenheit der schädlichen Räume, und die Möglichkeit, den Halbmesser des Rades und dessen Geschwindigkeit innerhalb gewisser Grenzen willkürlich nehmen zu können, sind zwei sehr beachtenswerthe Vorzüge der neueren Anordnung. Dagegen ist der starke Druck auf den Zapfen ein sehr bedenklicher Nachtheil. Wenn es aber auch nicht möglich ist, ohne die Erfahrung zu befragen, mit Gewissheit zu entscheiden, welcher von den beiden verglichenen Anordnungen der Vorzug zu geben ist, so kann man doch mit Zuversicht das Urtheil aussprechen, dass die Anordnung mit den zwei übereinanderliegenden, vom Wasser nach vertikaler Richtung durchströmten Rädern unter sonst gleichen Umständen ungefähr eine eben so gute Wirkung erwarten lässt, als die Turbine von *Fourneyron*.

Die Regulirung des Wasserzuflusses.

Bei einer vollkommenen Vorrichtung zur Regulirung des Wasserzuflusses muss das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt des Rades und dem absoluten Effekt der Wasserkraft einen unveränderlichen Werth haben, es mag nun mehr oder weniger Wasser auf das Rad geleitet werden, oder was dasselbe ist: es muss, wenn keine Aenderung im Gefälle eintritt, der Nutzeffekt der Wassermenge, welche per 1″ auf das Rad wirkt, proportional seyn. Die Schützenvorrichtungen der Wasserräder, so wie auch jene von den drei früher betrachteten Turbinen, haben wenigstens annäherungsweise diese Eigenschaft. Allein der von *Jonval* angewendete Schieber *S* ist so weit von der Eigenschaft eines guten Regulators entfernt, dass derselbe zwar bei Ueberfluss an Wasser-

kraft dazu dienen kann, die Geschwindigkeit des Rades, aber keineswegs bei Wassermangel den Wasserzufluss zu reguliren. Dieser Schieber bewirkt nämlich, dass der Nutzeffekt der Turbine dem Kubus der auf sie per 1″ wirkenden Wassermenge proportional ausfällt. Wenn also die auf das Rad wirkende Wassermenge $^4/_5$, $^3/_4$, $^2/_3$, $^1/_2$ von der grössten Wassermenge beträgt, die bei ganz aufgezogenem Schützen auf das Rad wirken kann, so sind die Effekte beziehungsweise: $(^4/_5)^3 = 0{\cdot}51$, $(^3/_4)^3 = 0{\cdot}42$, $(^2/_3)^3 = 0{\cdot}3$, $(^1/_2)^3 = 0{\cdot}125$ von dem Effekte, welcher der grössten Wassermenge entspricht. Um die Richtigkeit dieser Behauptung klar zu machen, bedarf es keiner komplizirten Rechnung, denn wenn wir z. B. annehmen, auf die Turbine wirke zu einer gewissen Zeit bei ganz aufgezogenem Schützen eine Wassermenge von 1 Kubikmeter, und sie bringe dabei einen Nutzeffekt von 40 Pferdekräften hervor, so wird, wenn zu einer andern Zeit der Wasserzufluss nur $^1/_2$ Kubikmeter beträgt, die untere Austrittsöffnung vermittelst des Schiebers *S* sehr klein gemacht werden müssen, wenn bei diesem verminderten Zufluss das Zuleitungsrohr ganz gefüllt bleiben soll. Dann fliesst aber das Wasser durch die unverändert gebliebenen Oeffnungen der Leitkurvenkanäle mit einer Geschwindigkeit aus, die halb so gross ist als jene, die früher vorhanden war, als 1 Kubikmeter Wasser auf das Rad wirkte, und da die Druckhöhen, welche gewisse Geschwindigkeiten zu erzeugen im Stande sind, sich wie die Quadrate der Geschwindigkeiten verhalten, so ist das wirksame Gefälle, wenn $^1/_2$ Kubikmeter Wasser auf das Rad wirkt, viermal kleiner, als wenn 1 Kubikmeter auf dasselbe wirkt. Der Nutzeffekt, den also dieser halbe Kubikmeter Wasser bei unverändert gebliebenem wirklichen Gefälle hervorbringt, ist demnach nur der achte Theil des Effektes, den der ganze Kubikmeter bei aufgezogenem Schützen hervorgebracht hatte.

Man könnte vielleicht meinen, dass sich die Sache minder ungünstig verhielte, wenn man bei Abnahme des Wasserzuflusses die untere Ausflussöffnung vermittelst des Schiebers nur wenig verminderte, und es sich gefallen liesse, dass das obere Zuflussrohr nur zum Theil gefüllt wäre; allein bei genauer Betrachtung der Sache zeigt es sich, dass diese Meinung irrig ist, und dass bei dieser Anordnung unter allen Umständen der Effekt des Rades dem Kubus der Wassermenge proportional bleibt. Es ist also mit derselben unmöglich, grössere oder kleinere Wassermengen ungefähr gleich gut zu benutzen, weil sie gleichsam eine Stauung des Unterwassers hervorbringt. Bei unveränderlichem Wasserzufluss

kann man allerdings vermittelst dieses Schiebers die Geschwindigkeit der Turbine in ihrem Normalzustande erhalten, wenn der zu überwindende Widerstand abnimmt; aber auch für diesen Zweck ist der Schieber nicht zu empfehlen, weil es ein einfacheres Mittel hiezu gibt. Wenn man nämlich das Zuleitungsrohr *a* (Fig. 2 Taf. 6) mit einer Klappe *K* versieht, so leistet diese die gleichen Dienste wie der Schieber.

Wenn aber diese Vorrichtung so fehlerhaft ist, warum wendet sie *Jonval* dennoch an? Diese Frage lässt sich leicht beantworten. Es ist nämlich bei dieser Anordnung mit zwei übereinanderliegenden Rädern rein unmöglich, eine einfache aber gute Vorrichtung zur Regulirung des Wasserzuflusses anzubringen; denn diese müsste die Eigenschaft haben, dass mit derselben entweder die Ausflussöffnungen der Leitkanäle oder jene der Radkanäle stätig verändert werden könnten; man müsste daher entweder unmittelbar unter dem Rade *e*, oder zwischen den Rädern *e* und *d* einen ausdehnbaren Ring anbringen. Die Construktion eines solchen Ringes ist aber keine einfache Sache, wie die Expansionsrollen beweisen. *Jonval* weiss übrigens selbst sehr wohl, dass der Schieber nicht viel taugt, und dass man eine gute und einfache Vorrichtung, durch welche es möglich würde, grössere und kleinere Wassermengen gleich gut zu benutzen, nicht construiren kann; denn er will in dem Fall, wenn der Wasserzufluss bedeutend veränderlich ist, zwei oder drei Räderpaare von gleichem äusseren Halbmesser, aber ungleichen Oeffnungen construiren. Das Räderpaar mit den engsten Oeffnungen soll bei kleinem, das andere mit den weitesten Oeffnungen bei grossem Wasserzufluss in die Röhre *g* eingesetzt werden. Wenn man auch die Anschaffungskosten dieser Räder nicht in Anschlag bringen will, so ist es doch gewiss für einen Fabrikbetrieb eine sehr missliche Sache, wenn immer von Zeit zu Zeit die Maschine auseinander genommen und wieder zusammengesetzt werden soll. Da ist es ja doch viel einfacher, eine Turbine nach der Anordnung von *Fourneyron* zu bauen, und das Rad mit einer oder zwei Zwischenkronen zu versehen. Ein solches Rad ist zwar auch kostspielig, es gewährt aber doch den grossen Vortheil, dass an der Maschine gar nichts geändert zu werden braucht, sondern dass nur allein der Schützencylinder höher oder tiefer gestellt werden muss, um grosse und kleine Wassermengen gleich vortheilhaft nutzbringend zu machen. Auch kann man ja den eben so einfachen als vollkommenen von *Cadiat* erfundenen Mechanismus mit den Kurbeln zur Bewegung des Schützens anwenden. Wenn aber irgend Jemand darauf bestehen wollte, mehrere Räder zum

Auswechseln anzuwenden, so wäre diesem zu rathen, wenigstens das Rohr *g* mit dem Schieber *S* wegzulassen, die Turbine in's Unterwasser herabzusetzen, und im Zuflussrohr eine Klappe anzubringen, weil bei dieser Anordnung doch die Auswechslung der Räder leichter geschehen kann, als wenn die Räder in dem Rohr *g* eingeschlossen sind.

Die Aufstellung der Maschine.

Bei gewissen Lokalverhältnissen, die jedoch nur selten vorhanden seyn werden, kann es zweckmässig seyn, das Turbinenrad in einer gewissen Höhe über dem Spiegel des Unterwassers aufzustellen, und dann leistet die Röhre *g* allerdings gute Dienste, weil ohne dieselbe eine solche Aufstellung des Rades ohne bedeutenden Verlust an Gefälle nicht möglich ist. Der Schieber *S* kann auch in diesem Falle durch eine Klappe ersetzt werden. Wenn man aber das Rohr *g* anwendet, so folgt daraus nicht, dass die Anordnung mit den zwei übereinander liegenden Rädern genommen werden müsse; man kann auch die zwei ineinander liegenden Räder von *Fourneyron* gebrauchen, und zwar mit Vortheil, wenn es sich darum handelt, unter allen Umständen einen günstigen Effekt zu erhalten, weil es bei diesen Rädern möglich ist, eine gute Vorrichtung zur Regulirung des Wasserzuflusses anzubringen. Es bedarf wohl kaum einer Erwähnung, dass die Röhre *g* um das Rad herum eine Erweiterung erhalten müsste.

Wenn es aber die Lokalverhältnisse nicht durchaus erfordern, dass man die Turbine in einer bedeutenden Höhe über dem Spiegel des Unterwassers aufstelle, so wird man besser thun, das Rad in das Unterwasser hinabzusetzen und die Röhre *g* mit dem Schieber *S* ganz wegzulassen, weil man dadurch eine Anordnung erhält, die in ihrer Bauart einfacher und solider und in ihrer Aufstellung und Bedienung bequemer ist. Vergleicht man die Figuren 1 und 2, Tafel 6, so wird man sich von der Richtigkeit dieses Ausspruchs überzeugen. Bei 1 ist es schwierig, den Pfannenträger *f* auf eine solide Art an die Wand des Rohres *g* zu befestigen und in concentrischer Lage zu erhalten. Bei 2 unterliegt die Befestigung des Pfannenträgers auf dem Boden des Abflusskanales gar keiner Schwierigkeit. Bei 1 muss das Rad *e* genau in die Röhre *g* eingepasst werden, so dass es weder an die Wand anstreift, noch einen merklichen Zwischenraum übrig lässt, durch welchen ein Wasserverlust entstehen könnte. Bei 2 braucht das Rad nur ungefähr rund zu seyn und die Aufstellung bedarf auch

gar keiner besondern Sorgfalt, weil das Rad ganz frei im Wasser steht, und bei einer ungenauen Form oder Aufstellung nirgends anstreifen kann.

Ist irgend eine Veränderung oder Reparatur an dem Zapfen oder an den Rädern vorzunehmen, oder sollten diese letzteren nach dem Vorschlage von *Jonval* bei Aenderung des Wasserzuflusses mit anderen Rädern vertauscht werden müssen, so ist dies bei der Anordnung 1 keine kleine Arbeit, bei 2 hingegen macht es durchaus keine Schwierigkeiten.

Bis jetzt wurde die neue Anordnung nur immer mit der Turbine von *Fourneyron* verglichen; vergleichen wir sie nun auch mit der *Schott*'schen Maschine. Wenn die Turbine von *Jonval* unter den für sie günstigsten Verhältnissen arbeitet, wird sie zwar ohne Zweifel einen besseren Effekt hervorzubringen vermögen, als eine *Schott*'sche Turbine, allein diese letztere gibt bei jedem Wasserzufluss einen gleich guten Effekt, und ist eine sehr einfache Maschine. Wenn also das Gefälle ziemlich gross, der Wasserzufluss veränderlich, aber bei der geringeren Menge doch noch zum Betriebe hinreichend ist, so muss die *Schott*'sche Turbine jener von *Jonval* vorgezogen werden.

Das Ergebniss dieser Prüfung der Turbine von *Jonval* ist nun im Wesentlichen folgendes:

1. Das Turbinenrad und der Leitkurvenapparat bilden zusammen, abgesehen von allen übrigen Theilen der Maschine, eine sehr gute Anordnung, wenn eine ganz unveränderliche Wasserkraft zum Betriebe von Maschinen mit unveränderlichem Widerstand benutzt werden soll.
2. Der Schieber am Ende des Rohres *g* hat nicht die Eigenschaft, dass mit demselben grössere und kleinere Wasserquantitäten ungefähr gleich gut benutzt werden könnten. Dieser Schieber ist selbst bei Ueberschuss an Wasserkraft zur Regulirung der Bewegung des Rades nicht zu empfehlen, weil der gleiche Zweck einfacher erreicht werden kann, wenn man in dem Zuflussrohr eine Klappe anbringt.
3. Bei dieser Anordnung mit den übereinander liegenden Rädern kann man überhaupt keine einfache Vorrichtung zur Regulirung des Wasserzuflusses anwenden, durch welche es möglich würde, grössere und kleinere Wasserquantitäten ungefähr gleich vortheilhaft zu benutzen.
4. Gegen den von *Jonval* gemachten Vorschlag: „Räder mit grösseren oder kleineren Ausflussöffnungen einzusetzen, je nachdem der Wasserzufluss grösser oder kleiner ist," kann

man folgende Einwendungen machen: a) dass man durch dieses Mittel bei allen Turbinen den Schützen beseitigen könnte, dass es aber bei keiner Anordnung empfohlen werden kann, weil die Auswechslung der Räder, insbesondere wenn das Rohr *g* angewendet würde, sehr viele Zeit und Arbeit erforderte. b) Dass dadurch die Anordnung eben so kostspielig würde, als eine Turbine nach *Fourneyron*, mit einem Schützen und mit einem durch Kronen abgetheilten Rade, und dass bei dieser letzteren Anordnung jene unbequeme, zeitraubende und mühsame Auswechslung von Rädern nicht vorkommt.

5. Nur dann, wenn es wegen Lokalverhältnissen wünschenswerth ist, das Turbinenrad in bedeutender Höhe über dem Spiegel des Unterwassers aufzustellen, ist die Anwendung des Abzugsrohres *g* zu empfehlen, weil man eine einfachere, solidere und leichter zu behandelnde Maschine erhält, wenn man das Rad in das Unterwasser herabsetzt und das Rohr weglässt. Die Benutzung des Rohres *g* erfordert aber nicht nothwendig die Anwendung der zwei übereinander liegenden Räder.

Ueber die Anwendbarkeit der Turbine von *Jonval* kann man endlich Folgendes sagen:

1. Wenn der Wasserzufluss, das Gefälle und der Widerstand der zu betreibenden Maschinen unveränderlich ist, ist zwar die Turbine von *Jonval* eben so gut anwendbar; aber nicht einfacher, als irgend eine andere Anordnung, weil unter diesen Voraussetzungen der Schützen überall weggelassen werden könnte.
2. Wenn eine Wasserkraft mit veränderlichem Zufluss unter allen Umständen ungefähr gleich vortheilhaft soll benutzt werden können, ist die Turbine von *Fourneyron* jener von *Jonval* vorzuziehen.
3. Wenn der Wasserzufluss veränderlich ist, aber selbst bei der kleineren Menge zum Betriebe der Maschinen hinreicht, ist die *Schott*'sche Turbine jener von *Jonval* vorzuziehen.

Zur Begründung der in dieser Prüfung ausgesprochenen Urtheile dient die nun folgende Theorie.

Theorie der Turbine von Jonval.

Da die Theorie der beiden Anordnungen (Fig. 1 u. 2, Tafel 6) im Wesentlichen gar nicht verschieden sind, so ist es, um Wiederholungen zu vermeiden, am zweckmässigsten, wenn wir unserer

Untersuchung eine Anordnung zu Grunde legen, die sowohl auf Fig. 1 als auch auf Fig. 2 anwendbar ist. Zu diesem Zwecke wollen wir uns denken, dass in dem Zuflussrohr der Anordnung Fig. 1 eine Klappe angebracht sei. Da es bei dem gegenwärtigen Zustande der Hydraulik nicht möglich ist, zu berechnen, um wie viel sich jedes einzelne Wassertheilchen bei seinem Durchgange durch das Rad in Folge der Einwirkung der Centrifugalkraft von der Axe des Rades entfernt, und da überdies, wenn die Differenz zwischen dem äusseren und dem inneren Halbmesser des Rades nicht gross ist, und wenn die Kanäle der Räder fast ganz vom Wasser gefüllt sind, jene Entfernung der Wassertheilchen von der Axe nicht merklich seyn kann: so werden wir gewiss keinen Fehler von Bedeutung begehen, wenn wir uns denken, dass alle Wassertheilchen in einer Entfernung von der Axe, die gleich ist dem arithmetischen Mittel aus dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades, in das Rad eintreten, und während ihres Durchganges durch dasselbe ihre Entfernung von der Axe nicht ändern. Im Uebrigen machen wir auch hier wiederum dieselben Voraussetzungen, unter welchen die Theorie der Turbine von *Fourneyron* entwickelt wurde.

Für die einzelnen in der Rechnung vorkommenden Grössen wählen wir folgende Bezeichnungen:

O der Querschnitt des Zuleitungsrohres.

ω der Querschnitt der Oeffnung zwischen der Klappe K und der Wand des Zuleitungsrohres.

R_1 der äussere
R_2 der innere
$R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ der mittlere } Halbmesser der Räder.

α der Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus den Leitkanälen austritt, mit der unteren Ebene des Leitkurvenrades bildet.

β der Winkel, den eine durch die obere Kante einer Radfläche gelegte tangirende Ebene mit der oberen Ebene des Rades bildet.

γ der Winkel, den die Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Rade tritt, mit der unteren Ebene des Rades bildet.

i die Anzahl der Leitkurven.

s die senkrechte Entfernung zweier Leitkurven, gemessen in einer Entfernung R von der Axe.

$\Omega = i\,s\,(R_1 - R)$ die Summe der Oeffnungen aller Kanäle des Leitkurvenrades.

i_1 die Anzahl der Radkurven.

s_2 die innere } Weite der Radkanäle, gemessen in einer Entfernung R von der Axe.
s_1 die äussere }

$\Omega_2 = i_1 s_2 (R_1 - R_2)$ die Summe der oberen Querschnitte aller Radkanäle.

$\Omega_1 = i_1 s_1 (R_1 - R_2)$ die Summe der Querschnitte der unteren Oeffnungen des Rades.

O_1 der Querschnitt des Abflussrohres g.

ω_1 der Querschnitt der Oeffnung am Ende des Rohres g.

$\varkappa$, k, $\varkappa_1$, k_1 die Contraktionscoeffizienten, welche den Oeffnungen ω, Ω, Ω_1, ω_1 entsprechen.

v_1 die äussere
v_2 die innere
$v = \frac{v_1 + v_2}{2}$ die mittlere } Geschwindigkeit des Rades.

U die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitkanälen austritt.

u die Geschwindigkeit des Wassers am unteren Ende der Radflächen relativ gegen diese letzteren.

w die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad verlässt.

C, c, C_1, c_1 die Geschwindigkeit des Wassers in den Querschnitt O, $\omega\varkappa$, O_1, $\omega_1\varkappa_1$.

A der Druck der Atmosphäre auf 1 Quadrat-Meter.

q „ „ auf 1 Quadrat-Meter bezogen, welcher zwischen den Wassertheilchen in der Ebene zwischen den beiden Rädern herrscht.

q_1 der Druck zwischen den Wassertheilchen unmittelbar unter dem Rade.

$\mathfrak{P}$ der Druck zwischen den Wassertheilchen unmittelbar hinter der Klappe K.

$\mathfrak{Q}$ der Druck des Wassers auf das Rad nach vertikaler Richtung.

Q das Volumen der Wassermenge, welche per 1″ auf das Rad wirkt, in Kubikmetres.

$\varrho = 1000$ Kill. das Gewicht von einem Kubikmeter Wasser.

$g = 9{\cdot}809$ die Endgeschwindigkeit nach der ersten Sekunde beim freien Fall der Körper.

E der Effekt des Rades in Kill. Met. ausgedrückt.

H das totale Gefälle.

h die Höhe des Mittelpunktes der Klappe K über dem Spiegel des Unterwassers.

h_2 die Höhe der unteren Ebene des Rades über dem Spiegel des Unterwassers.

h_1 die Tiefe des Mittelpunktes der Oeffnung ω_1, unter dem Spiegel des Unterwassers.

ζ die Höhe des Rades.

Da sowohl die Aufstellung der Grundgleichungen, als auch die Aufsuchung der unbekannten Grössen aus denselben, ganz auf dieselbe Weise geschieht, wie bei der Turbine von *Fourneyron* geschehen ist, so wird es zum Verständniss der Sache genügen, wenn der Gegenstand möglichst kurz behandelt wird.

Die Bedingungsgleichung, welche ausdrückt, dass im Beharrungszustande der Bewegung durch alle Querschnitte gleich viel Wasser fliesst, ist:

$$O\,C = \omega\, c\, x = \Omega\, U K = \Omega_1\, u\, k_1 = O_1\, C_1 = \omega_1\, c_1\, x_1 = Q \qquad (1)$$

Nach dem Prinzipe von *Carnot* ist:

1. Der Verlust an lebendiger Kraft, welcher bei dem Uebertritt des Wassers aus dem Querschnitt $\omega\, x$ in den Querschnitt O entsteht:

$$\frac{Q\varrho}{2g}\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega\ x}\right)-\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)\Big]^2 u^2 \qquad (2)$$

2. Der Verlust an lebendiger Kraft, welcher bei dem Uebertritt des Wassers aus dem Leitkurvenrad in das Turbinenrad entstehen kann, ist:

$$\frac{Q\varrho}{2g}[(m\,u-v)^2+n^2\,u^2] \qquad (3)$$

wobei:

$$\left.\begin{aligned} n &= \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega\ k}\,sin.\,\alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\,sin.\,\beta \\ m &= \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega\ k}\,cos.\,\alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\,cos.\,\beta \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

3. Der Verlust an lebendiger Kraft, welcher bei dem Austritt des Wassers aus dem Rade entstehen kann, ist:

$$\frac{Q\varrho}{2g}\left[(v-u\,cos.\,\gamma)^2+\left(u\,sin.\,\gamma-\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}u\right)^2\right] \qquad (5)$$

Die Gleichung für den Austritt aus der Oeffnung $\omega\, x$ ist:

$$\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega\ x}\right)^2 \frac{u^2}{2g} = H - h + \frac{A}{\varrho} - \frac{\mathfrak{P}}{\varrho} \qquad (6)$$

Die Gleichung für den Austritt des Wassers aus der Oeffnung Ω ist:

$$\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega\ k}\right)^2 \frac{u^2}{2g} = H - h_2 - \zeta + \frac{A}{\varrho} - \frac{q}{\varrho} - \frac{u^2}{2g}\left[\frac{\Omega_1 k_1}{\omega\ x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right]^2 \qquad (7)$$

Die Gleichung für den Austritt des Wassers aus dem Rad, ist:

$$u^2 = U^2 + v^2 - 2\,U v\,cos.\,\alpha + 2g\left(\frac{q}{\varrho} - \frac{q_1}{\varrho} + \zeta\right) - [(m\,u - v)^2 + n^2 u^2] \qquad (8)$$

Die Gleichung für den Austritt des Wassers aus der Röhre g ist:

$$\frac{1}{2g}[u^2 + v^2 - 2\,u\,v\,cos.\,\gamma] - \frac{1}{2g}\left[(v - u\,cos.\,\gamma)^2 + \left(u\,sin.\,\gamma - \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} u\right)^2\right] + h_2 + h_1 + \frac{q_1}{\varrho} - \frac{A}{\varrho} - h_1 = \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1\ x_1}\right)^2 \frac{u^2}{2g} \qquad (9)$$

Die Gleichung für den Effekt ist endlich:

$$E = \varrho\, Q\, H - \frac{Q\varrho}{2g}\left[\frac{\Omega_1 k_1}{\omega\ x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right]^2 u^2 - \frac{Q\varrho}{2g}[(m\,u - v)^2 + n^2 u^2] - \frac{Q\varrho}{2g}[u^2 + v^2 - 2\,u\,v\,cos.\,\gamma] - Q\varrho\left[\frac{q_1}{\varrho} + h_2 + h_1 - \frac{A}{\varrho} = h_1\right] \qquad (10)$$

Aus diesen Gleichungen müssen nun die unbekannten Grössen bestimmt werden.

Aus (7) folgt:

$$u_2^2\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega\ k}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega\ x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2\right] = 2g\left(H - h_2 - \zeta + \frac{A}{\varrho} - \frac{q}{\varrho}\right) \qquad (11)$$

Aus (9) folgt:

$$u_2\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1\ x_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 - 2\,sin.\,\gamma\,\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right] = 2g\left(h_2 + \frac{q_1}{\varrho} - \frac{A}{\varrho}\right) \qquad (12)$$

Aus diesen zwei letzteren Gleichungen folgt durch Addition:

$$u^2\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega\ k}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1\ x_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega\ x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 - 2\,sin.\,\gamma\,\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right] = 2g\left[H - \zeta - \frac{q}{\varrho} + \frac{q_1}{\varrho}\right] \qquad (13)$$

Eliminirt man aus dieser Gleichung und aus (8) die Grösse $\frac{q_1}{\varrho} - \frac{q}{\varrho}$, so findet man:

$$u^2\left[1+m^2+n^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 \varkappa_1}\right)^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega \varkappa}-\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2-\right.$$
$$\left.2 \sin.\gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right]+2uv\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha - m\right)=2gH \qquad (14)$$

Oder endlich, weil wegen (4)

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha - m = -\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta$$

ist:

$$u^2\left[1+m^2+n^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 \varkappa_1}\right)^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega \varkappa}-\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2-\right.$$
$$\left.2 \sin.\gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right]-2uv\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 2gH \qquad (15)$$

Bevor wir aus dieser Gleichung den Werth von u berechnen, wollen wir zuerst auch noch den Ausdruck für E transformiren.

Aus der Gleichung (10) folgt mit Berücksichtigung von (12) und (14):

$$\frac{E}{\varrho Q H} = -2\frac{v^2}{2gH}\left[1-\frac{u}{v}\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha + \cos.\gamma\right)\right] \qquad (16)$$

Setzt man nun der Abkürzung wegen:

$$\left.\begin{aligned}
M_1^2 &= \frac{1}{1+m+n^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 \varkappa_1}\right)^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2+} \\
&\qquad \frac{1}{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega \varkappa}-\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 - 2 \sin.\gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O_1}} \\
A_1 &= 1 - M_1^2\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha + \cos.\gamma\right)\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta \\
B_1 &= M_1\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha + \cos.\gamma\right) \\
C_1 &= M_1^2\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right)^2 \cos.^2\beta \\
D_1 &= M_1^2\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right) \cos.\beta \\
\varkappa &= \frac{v^2}{2gH}
\end{aligned}\right\} \qquad (17)$$

so kann man die Werthe von $\frac{u}{v}$ und $\frac{E}{\varrho Q H}$, welche sich aus (15) und (16) ergeben, ausdrücken wie folgt:

$$\left.\begin{aligned} \frac{E}{\varrho Q H} &= -2A_1 x + 2B_1 \sqrt{x + C_1 x^2} \\ \frac{u}{v} &= D_1 + M_1 \sqrt{\frac{1}{x} + C_1} \\ \frac{U}{\sqrt{2gH}} &= \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} (D_1 \sqrt{x} + M_1 \sqrt{1 + C_1 x}) \end{aligned}\right\} \quad (18)$$

Aus den Gleichungen (6), (11), (12) folgt endlich:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\mathfrak{P}}{\varrho} &= H - h + \frac{A}{\varrho} - \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega x}\right)^2 \frac{u^2}{2g} \\ \frac{q}{\varrho} &= \frac{A}{\varrho} + H - h_2 - \zeta - \frac{u^2}{2g}\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2\right] \\ \frac{q_1}{\varrho} &= \frac{A}{\varrho} - h_2 + \frac{u^2}{2g}\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 - 2 \sin.\gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right] \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

In den Gleichungen (17) und (18) kommen die Grössen: h, h_1, h_2, ζ, nicht vor, es ist also der Bewegungszustand des Rades, der Nutzeffekt desselben und die Bewegung des Wassers durch die ganze Röhrenleitung und durch die Räder unabhängig

1. von der Höhe, in welcher sich der Mittelpunkt der Klappe K über dem Spiegel des Unterwassers befindet;
2. von der Tiefe der untern Ausflussöffnung der Röhre g unter dem Spiegel des Unterwassers;
3. von der Höhe der unteren Ebene des Rades über dem Spiegel des Unterwassers;
4. von der Höhe ζ des Rades.

Werden die Oeffnungen ω und ω_1 kleiner gemacht, so nehmen die Werthe von M_1, B_1, C_1, D_1 ab, der Werth von A_1 nimmt zu, und die Werthe von $\frac{E}{\varrho Q H}$, $\frac{u}{v}$, $\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ fallen kleiner aus, woraus man schon sieht, dass sowohl durch den Schieber S als auch durch

die Klappe K der Wasserzufluss regulirt werden kann, dass aber bei dieser Regulirung der Effekt minder günstig ausfällt, wenn eine kleinere Wassermenge der Maschine zugeleitet wird. Von welcher Bedeutung der nachtheilige Einfluss des Schiebers S und der Klappe K ist, wird sich weiter unten zeigen.

Die Gleichungen (19) bestimmen die Pressungen zwischen den Wassertheilchen. Werden diese Pressungen gleich null oder negativ, so ist dies ein Zeichen, dass das Wasser aufhört, eine zusammenhängende Masse zu bilden. Setzt man in der ersten dieser Gleichungen $\mathfrak{P}=0$, so findet man aus ihr

$$h=\frac{A}{\varrho}+H-\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega x}\right)^2\frac{u^2}{2g} \qquad (20)$$

und dieser Werth von h bestimmt die grösste Höhe, in welcher sich der Mittelpunkt der Klappe über dem Spiegel des Unterwassers befinden darf, damit die Wassermenge hinter der Klappe nicht abreisst.

Setzt man in der dritten der Gleichungen (19) $q_1=0$, so findet man aus ihr:

$$h_2=\frac{A}{\varrho}+\frac{u^2}{2g}\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1}\right)^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2-2\,\sin.\,\gamma\,\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right] \qquad (21)$$

und dieser Ausdruck bestimmt die grösste Höhe, in welcher sich die untere Ebene des Rades über dem Spiegel des Unterwassers befinden darf, damit die Wassermasse unmittelbar unter dem Rade nicht abreisst.

Für die vortheilhafteste Geschwindigkeit und für den vortheilhaftesten Effekt eines Rades von bestimmten Abmessungen, und bei welchen die Oeffnungen ω und ω_1 eine gewisse Grösse haben, findet man aus den Gleichungen (18) pag. 176.:

$$\left.\begin{aligned}(x)_{max.\,r.}&=\frac{1}{2C_1}\left\{-1+\frac{1}{\sqrt{1-C_1\left(\frac{B_1}{A_1}\right)^2}}\right\}\\ \left(\frac{E}{\varrho Q H}\right)_{max.\,r.}&=\frac{A_1}{C_1}\left\{1-\sqrt{1-C_1\left(\frac{B_1}{A_1}\right)^2}\right\}\end{aligned}\right\} \qquad (22)$$

Aus den Gleichungen (10) und (11) folgt:

$$E = \varrho Q H - \frac{Q\varrho}{2g}\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega\ x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1\ x_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 - 2\,sin.\,\gamma\,\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right]u^2 \qquad (23)$$

$$-\frac{Q\varrho}{2g}[(mu - v)^2 + n^2 u^2]$$

$$-\frac{Q\varrho}{2g}[u^2 + v^2 - 2uv\,cos.\,\gamma]$$

Dieser Werth von E könnte nur dann gleich $\varrho Q H$ werden, wenn es möglich wäre, jeden der drei Ausdrücke in den Klammern zum Verschwinden zu bringen. Allein der erste derselben kann nicht o werden, wenn der Schieber und die Klappe vorhanden sind; man muss daher bei der Anwendung dieser Bestandtheile auf einen vollkommen günstigen Effekt verzichten. Die zwei letzteren der erwähnten Ausdrücke können, da sie nur die Dimensionen und die Geschwindigkeit des Rades enthalten, zum Verschwinden gebracht werden, was wir nun auch thun wollen, um dadurch die Bedingungen der vortheilhaftesten Construktion und der vortheilhaftesten Bewegung des Rades zu erhalten.

Damit $(mu - v)^2 + n^2 u^2 = o$ werde, muss seyn:

$$\left.\begin{aligned} mu &= v \\ n &= o. \end{aligned}\right\} \qquad (24)$$

Damit $u^2 + v^2 - 2uv\,cos.\,\gamma = o$ werde, muss seyn:

$$\begin{aligned} u &= v \\ \gamma &= o \end{aligned} \qquad (25)$$

Wegen der ersten der Gleichungen (25) werden die Gleichungen (24):

$$\left.\begin{aligned} m &= 1 \\ n &= o \end{aligned}\right\} \qquad (26)$$

Mit Berücksichtigung dieser Werthe von m und n geben die Gleichungen (4):

$$\left.\begin{aligned} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega\ k} &= \frac{sin.\,\beta}{sin.\,(\alpha+\beta)} \\ \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} &= \frac{sin.\,\alpha}{sin.\,(\alpha+\beta)} \\ \frac{\Omega_2}{\Omega\ k} &= \frac{sin.\,\beta}{sin.\,\alpha} \end{aligned}\right\} \qquad (27)$$

von denen jede eine Folge der beiden andern ist. Mit Berücksichtigung von (25), (26) (27) findet man aus (14):

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{\frac{2\sin.\beta\cos.\alpha}{\sin.(\alpha+\beta)} + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2}} \quad (28)$$

und aus (1), (27), (28):

$$U = \sqrt{\frac{2gH}{\frac{2\cos.\alpha\sin.(\alpha+\beta)}{\sin.\beta.} + \left(\frac{\Omega k}{\omega_1 x_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega k}{\omega x} - \frac{\Omega k}{O}\right)^2 + \left(\frac{\Omega k}{O_1}\right)^2}} \quad (29)$$

Ferner wird der Werth von E aus (16) und (27):

$$E = \frac{\varrho Q}{g} \cdot \frac{\sin.\beta\cos.\alpha}{\sin.(\alpha+\beta)} \cdot v^2$$

Es ist aber $v = u = \frac{Q}{\Omega_1 k_1}$. Demnach wird auch

$$E = \frac{\varrho}{g} \cdot \frac{1}{\Omega_1^2 k_1^2} \cdot \frac{\sin.\beta\cos.\alpha}{\sin.(\alpha+\beta)} Q^2 \quad (30)$$

und hieraus sieht man, dass der Nutzeffekt des Rades dem Kubus der Wassermenge proportional ist.

Die Bedingungsgleichungen (27) der vortheilhaftesten Construktion des Rades stimmen der Form nach vollkommen mit denjenigen überein, welche früher für die Turbine von *Fourneyron* aufgefunden wurden. Auch die Gleichungen (28) und (29), von denen die erstere die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades, die letztere die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkurven bestimmt, sind, wenn man annimmt, dass weder eine Klappe noch ein Schieber vorhanden ist, ganz identisch mit den früher aufgefundenen, gleichbedeutenden Gleichungen. Hieraus geht hervor, dass im Wesentlichen die Regeln, welche für die praktische Verzeichnung einer Turbine nach *Fourneyron* aufgestellt wurden, auch auf die Anordnung mit den zwei übereinander liegenden Rädern angewendet werden könnten, wenn eine von den Voraussetzungen genau wahr wäre, welche bei der Ableitung der verschiedenen Gleichungen gemacht wurden. Es ist nämlich doch gar zu ungenau, wenn man, wie es bis hieher geschehen ist, annimmt, dass alle Wassertheilchen in gleichen Entfernungen von der Axe in das Rad eintreten. Vermittelst der bis hieher erhaltenen Resultate sind wir aber nun im Stande, den Einfluss der

ungleichen Entfernung der Wassertheilchen von der Axe zu berücksichtigen, und die zweckmässigsten Formen der Räderflächen ausfindig zu machen, was in Folgendem geschehen soll.

Es wird sich zeigen, dass diese Formen so zusammengesetzt sind, dass ihre praktische Herstellung sehr grosse Schwierigkeiten verursachen würde; dessenungeachtet ist eine genaue Kenntniss der Natur dieser Räder selbst für die Praxis nicht zwecklos, weil man doch erfährt, worauf es eigentlich ankäme, wenn eine Turbine mit zwei übereinander liegenden Rädern vollkommen construirt werden sollte.

Bestimmung der zweckmässigsten Form der Räderflächen bei der Turbine von Jonval.

Denken wir uns die beiden übereinander liegenden Räder durch eine grosse Anzahl von concentrischen Kreiscylindern geschnitten, deren gemeinschaftliche Axe mit der Axe des Rades zusammenfällt, und nehmen wir wiederum an, dass jedes Wassertheilchen, während seines Durchganges durch die Räder seine Entfernung von der Axe nicht ändere: so können wir alle bis hieher aufgefundenen Gleichungen auf jede einzelne Wassermasse anwenden, die sich zwischen zwei unmittelbar aufeinander folgenden concentrischen Cylindern bewegt. Denken wir uns die Räder mit zwei concentrischen Cylindern geschnitten, deren Halbmesser r und $r + dr$ sind, und diese Schnitte in einer Ebene ausgebreitet. Fig. 5 Tafel 6 stellt einen Theil dieses abgewickelten Schnittes vor. Wenn nun das in der Entfernung r in das Rad eintretende Wasser eine möglichst vollkommene Wirkung hervorbringen soll, so müssen die Gleichungen (27) und (28) erfüllt werden, wenn man in dieselben für α, β, γ die Winkel setzt, welche in dem abgewickelten Schnitt (Fig. 5) vorkommen, und für v die absolute Geschwindigkeit eines Punktes des Rades, der sich in einer Entfernung r von der Axe befindet. Um sowohl die schädlichen Räume als auch die Contraktionen der Wasserstrahlen zu beseitigen, wollen wir annehmen, dass gh, ge, fe (Fig. 5) gerade Linien seien. Dann ist zu setzen:

$$k = k_1 = 1$$
$$\Omega = 2r\pi \sin.\alpha\, dr$$
$$\Omega_1 = 2r\pi \sin.\gamma\, dr$$
$$\Omega_2 = 2r\pi \sin.\beta\, dr$$

und wenn wir die Winkelgeschwindigkeit des Rades mit Θ bezeichnen:

$$v = r\Theta.$$

Führt man diese Werthe in die Gleichungen (27) und (28) ein und lässt in der letzteren die Glieder ganz weg, welche sich auf den Schieber und auf die Klappe beziehen, so findet man nur folgende zwei Bedingungsgleichungen:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\sin.\gamma}{\sin.\alpha} &= \frac{\sin.\beta}{\sin.(\alpha+\beta)} \\ r\Theta &= \sqrt{gH.\frac{\sin.(\alpha+\beta)}{\sin.\beta\cos.\alpha}} \end{aligned}\right\} \quad (31)$$

denn die zweite der Gleichungen (27) wird mit der ersten übereinstimmend, und die dritte dieser Gleichungen verwandelt sich in eine identische. Für die vortheilhafteste Wirkung des Wassers, welches in einer Entfernung r von der Axe durch die Räder fliesst, sind aber nicht nur die Gleichungen (31) zu erfüllen, sondern es muss noch überdiess $\gamma = o$ angenommen werden können, damit das Wasser nach dem Austritt aus dem Rade gar keine Geschwindigkeit nach vertikaler Richtung besitze. Wenn man aber $\gamma = o$ annehmen könnte, so müsste noch überdiess, um der ersten der Gleichungen (31) zu genügen, gleichzeitig entweder auch α oder β gleich o genommen werden. Allein sowohl die Annahme $\gamma = o$ und $\alpha = o$, als auch die Annahme $\gamma = o$ und $\beta = o$ ist praktisch nicht realisirbar, weil der Halbmesser des Rades unendlich gross gemacht werden müsste; es ist daher streng genommen eine absolut vollkommene Construktion der Räder nicht möglich, und wir müssen uns damit begnügen, den Winkel γ klein statt o zu machen. Dann kann man aber den Gleichungen (31) entsprechen und aus ihnen die zweckmässigste Form der Räderflächen kennen lernen.

Nennen wir $\alpha_1\ \beta_1\ \gamma_1$ die Werthe von $\alpha\,\beta\,\gamma$, welche dem Cylinderschnitt von dem Halbmesser R_1 entsprechen, so müssen für die vortheilhafteste Gestalt dieses Schnittes die Werthe von $\alpha_1\ \beta_1\ \gamma_1\ R_1$ den Gleichungen (31) genügen, es muss daher seyn:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\sin.\gamma_1}{\sin.\alpha_1} &= \frac{\sin.\beta_1}{\sin.(\alpha_1+\beta_1)} \\ R_1\,\Theta &= \sqrt{gH\,\frac{\sin.(\alpha_1+\beta_1)}{\sin.\beta_1\cos.\alpha_1}} \end{aligned}\right\} \quad (32)$$

Aus (31) und (32) folgt:

$$\left.\begin{aligned} Catg.\ \alpha_1 &= \frac{1}{sin.\ \gamma_1} - Catg.\ \beta_1 \\ tang.\ \alpha &= \left(\frac{r}{R_1}\right)^2 tang.\ \alpha_1 \frac{sin.\ \gamma}{sin.\ \gamma_1} \\ Catg.\ \beta &= \frac{1}{sin.\ \gamma} - Catg.\ \alpha. \end{aligned}\right\} \quad (33)$$

Ist R_1 bekannt und nimmt man die Winkel $\gamma_1 \beta_1 \gamma$ an, so bestimmen diese Gleichungen die Formen beider Radflächen. Da es für eine günstige Wirkung des Rades nothwendig ist, dass alle Werthe von γ klein seien, so kann man für alle Werthe von γ einen gleichen aber kleinen Winkel (von 15° z. B.) annehmen. Für $\gamma = \gamma_1$ werden aber die Gleichungen (33):

$$\left.\begin{aligned} Catg.\ \alpha_1 &= \frac{1}{sin.\ \gamma_1} - Catg.\ \beta_1 \\ tang.\ \alpha &= \left(\frac{r}{R_1}\right)^2 tang.\ \alpha_1 \\ Catg.\ \beta &= \frac{1}{sin.\ \gamma_1} - Catg.\ \alpha \end{aligned}\right\} \quad (34)$$

Die erste dieser Gleichungen bestimmt den Winkel α_1, unter welchem am äusseren Umfang des Leitrades der untere Theil bg gegen die Ebene des Rades geneigt werden muss, wenn β_1 und γ_1 angenommen wurden.

Die zweite dieser Gleichungen (34) bestimmt den unteren Theil $g\,b$ einer Leitfläche. Da sich aus dieser Gleichung ergibt, dass der Winkel α mit r abnimmt, so folgt daraus, dass an der unteren Kante einer jeden Leitfläche ihre Neigung gegen die untere Ebene des Leitrades von innen nach aussen zu wächst.

Die dritte der Gleichungen (34) bestimmt die Form des oberen Theiles $g\,c$ einer Radfläche. Wenn r zunimmt, wächst α, *catg.* α nimmt ab, *catg.* β nimmt zu und β nimmt ab. Die Winkel α und β ändern sich demnach im entgegengesetzten Sinne, woraus man sieht, dass die Neigungen, welche die Radfläche in den aufeinander folgenden Punkten ihrer oberen horizontalen Kante (für die man eine gerade radiale Linie annehmen kann) gegen die obere

Ebene des Rades erhalten muss, von innen nach aussen abnehmen.

Wenn wir sowohl für die untere horizontale Kante einer Radfläche, so wie auch für die untere horizontale Kante einer Leitfläche gerade radiale Linien annehmen, so erhält jede von den Räderflächen ungefähr die Form einer schief gestellten, vom Winde geschwellten Segelfläche.

Der mittlere Theil einer Radfläche und der obere Theil einer Leitfläche kann beliebig gekrümmt werden; nur darf die Krümmung nicht zu stark seyn, und die einzelnen Flächentheile, aus welchen jede einzelne Fläche besteht, müssen tangirend in einander übergehen. Hieraus sieht man, dass es praktisch sehr schwierig ist, bei der Anordnung mit den zwei übereinander liegenden Rädern den Radflächen die richtige Form zu geben. Wenn die Differenz $R_1 - R_2$ sehr klein genommen werden könnte im Vergleich mit R_1, so würde allerdings die Schwierigkeit der Herstellung der Räderflächen nicht sehr gross seyn, weil dann diese Flächen nicht viel von einer cylindrischen Form abweichen müssten. Allein es wird sich später zeigen, dass das Verhältniss $\frac{R_1 - R_2}{R_1}$ ziemlich gross genommen werden muss, damit das Rad nicht zu gross ausfällt. Man muss sich daher, wenn man die einfache, ungefähr cylindrische Form annehmen will, eine unvollkommene Wirkung gefallen lassen; oder man muss, um einen guten Effekt zu erhalten, jene Schwierigkeiten in der Herstellung der richtigen aber complizirten Formen der Radflächen zu überwinden suchen.

Zu dieser Schwierigkeit der Herstellung der richtigen Flächen kommt noch ihre Befestigung an die Cylinder, welche die vertikalen Wände der Räder bilden. Da die Räder bei der Anordnung von *Fourneyron* mit cylindrischen Flächen zu versehen sind, die an die ebenen Flächen der Radkronen leicht befestigt werden können, so ist offenbar diese Anordnung weit leichter herzustellen, als jene mit den zwei übereinander liegenden Rädern.

Bei zwei richtig construirten übereinander liegenden Rädern würde das Wasser in allen Punkten der unteren horizontalen und radialen Kanten der Leitflächen sehr nahe mit gleicher Geschwindigkeit austreten; denn der aus (29) folgende Werth von U, nämlich:

$$U = \sqrt{g H \frac{\sin. \beta}{\cos. \alpha \sin. (\alpha + \beta)}}$$

ändert sich äusserst wenig mit α und β, weil β abnimmt, wenn α zunimmt, und umgekehrt, und weil überdiess der Winkel α klein und β gross ist.

Vermittelst des Prinzipes von *d'Alembert* findet man für den Druck Ω, welchen das Wasser nach vertikaler Richtung auf das Rad ausübt, folgenden Ausdruck:

$$\Omega = \frac{\varrho}{g} Q^2 \left\{ \frac{sin.\,\beta}{\Omega_2} - \frac{sin.\,\gamma}{\Omega_1} \right\}$$

Mit Berücksichtigung von (27) wird dieser Ausdruck:

$$\Omega = \frac{\varrho}{g} \frac{Q^2}{\Omega} \left(sin.\,\alpha - \frac{sin.\,(\alpha+\beta)}{sin.\,\beta} sin.\,\gamma \right).$$

oder weil $\Omega = \frac{Q}{U}$ ist:

$$\Omega = \frac{\varrho}{g} Q U \left(sin.\,\alpha - \frac{sin.\,(\alpha+\beta)}{sin.\,\beta} sin.\,\gamma \right)$$

oder endlich, wenn man für U seinen Werth einführt:

$$\Omega = \frac{\varrho}{g} Q \left(sin.\,\alpha - \frac{sin.\,(\alpha+\beta)}{sin.\,\beta} sin.\,\gamma \right) \sqrt{g H \frac{sin.\,\beta}{cos.\,\alpha\, sin.\,(\alpha+\beta)}}$$

Ableitung von Regeln zur Bestimmung der wesentlichsten Dimensionen der Turbine von Jonval.

1. Die Winkel α_1 β_1 γ_1.

Die Winkel β_1 γ_1 können willkürlich angenommen werden, der Winkel α_1 wird dann durch folgende Gleichung bestimmt:

$$Catg.\,\alpha_1 = \frac{1}{sin.\,\gamma_1} - Catg.\,\beta_1$$

Nehmen wir z. B. an:

$$\gamma_1 = 15^0$$
$$\beta_1 = 60^0$$

so gibt obige Gleichung:

$$\alpha_1 = 16^0 + 56'.$$

Nehmen wir an:

$$\gamma_1 = 15^\circ$$
$$\beta_1 = 45^\circ$$

so findet man:

$$\alpha_1 = 19^\circ + 15'.$$

2. Die Wassermenge Q, welche per $1''$ auf das Rad wirken muss, damit dasselbe einen Nutzeffekt von $\mathfrak{N}$ Pferdekraft entwickle.

$$Q = 0{\cdot}125\,\frac{\mathfrak{N}}{H}$$

3. Die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt.

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{sin.\,\beta_1}{cos.\,\alpha_1\,sin.\,(\alpha_1+\beta_1)}}$$

4. Die Summe der Querschnitte aller Leitkanäle:

$$\Omega = \frac{Q}{U}$$

5. Das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ zwischen dem äusseren und dem inneren Halbmesser des Rades. Damit weder R_1 noch $\frac{R_1 - R_2}{R_1}$ zu gross ausfällt, muss man setzen:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}5 \text{ bis } 2.$$

6. Der äussere Halbmesser des Rades. Es ist annähernd:

$$2\,\frac{R_1+R_2}{2}\,\pi\,sin.\,\alpha_1\,(R_1 - R_2) = \Omega$$

Diese Formel wäre ganz genau, wenn man für α_1 denjenigen Winkel substituirt, welcher dem Schnitt mit dem Cylinder vom Halbmesser $\frac{R_1+R_2}{2}$ entspricht. Aus dieser Gleichung folgt:

$$R_1 = \sqrt{\frac{\Omega}{sin.\,\alpha_1\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]}}.$$

7. Anzahl der Leitflächen i und Radflächen i_1. Bezeichnen wir die Weite eines Leitkanales, gemessen auf dem Cylinder vom Halbmesser $\frac{R_1 + R_2}{2}$ mit s, so ist annähernd:

$$s\,i = 2\,R_1\,\pi\,sin.\,\alpha_1$$

und hieraus folgt:

$$i = \frac{2\,R_1\,\pi\,sin.\,\alpha_1}{s} = \left(\frac{R_1 - R_2}{s}\right)\left(\frac{R_1}{R_1 - R_2}\right) 2\pi\,sin.\,\alpha_1$$

oder endlich:

$$i = \left(\frac{R_1 - R_2}{s}\right)\left(\frac{\frac{R_1}{R_2}}{\frac{R_1}{R_2} - 1}\right) 2\pi\,sin.\,\alpha_1$$

Damit nun die Leitkanäle eine hinreichend sichere Leitungsfähigkeit erhalten, muss das Verhältniss $\frac{R_1 - R_2}{s}$ zweckmässig angenommen werden. Setzen wir:

$$\frac{R_1 - R_2}{s} = 2$$

so wird für $\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}5, \quad i = 38\,sin.\,\alpha_1$

und für $\frac{R_1}{R_2} = 2, \quad i = 25\,sin.\,\alpha_1$

8. Die Höhe des Rades.

Zur Berechnung dieser Dimension kann man sich folgender empirischen Formel bedienen:

$$\zeta = 0{\cdot}0045\,\frac{\beta\,R_1}{\sqrt[3]{R_1}}$$

9. Geschwindigkeit am äusseren Umfang des Rades:

$$v = \sqrt{g\,H\,\frac{sin.(\alpha_1 + \beta_1)}{sin.\,\beta_1\;cos.\,\alpha_1}}$$

10. Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1′:

$$N = 9{\cdot}548\,\frac{v}{R}$$

Versuche mit einer von Jonval erbauten Turbine.

Während die vorhergehende Theorie unter der Presse war, erhielt ich eine Einladung, in Gesellschaft von mehreren Fabrikanten und Construkteurs mit einer von *Jonval* erbauten Turbine Versuche anzustellen, welche mich nun in den Stand setzen, die entwickelte Theorie zu prüfen.

Diese Turbine ist im allgemeinen ziemlich roh construirt. Sie hat 6 ebene unter 45° gegen den Horizont gestellte Leitflächen und 16 Radflächen, die nach cylindrischen Flächen gekrümmt sind. Das Gefälle beträgt 1·6 bis 1·8^{m}, die Maschine ist daher als eine Niederdruckturbine construirt und ihre Aufstellung weicht von Fig. 1, Tafel 6 etwas ab. Das Rohr *g* ist nämlich durch den Boden des hölzernen Zuleitungskanals herabgesteckt, und bildet so zu sagen eine Höhle den Boden des Kanals tragende Röhre. Die beiden Räder *d* und *e* befinden sich an dem oberen Ende der Röhre *g*, können desshalb sehr leicht oben herausgenommen werden, was sehr praktisch ist.

Es sind 12 Kreissektoren vorhanden, von denen eine grössere oder kleinere Anzahl auf die obere Fläche des beweglichen Rades angeschraubt werden kann, um mehr oder weniger Oeffnungen des Rades zu maskiren, wenn der Wasserzufluss abnimmt.

Aus den später folgenden Versuchsresultaten und Berechnungen wird man ersehen, dass die entwickelte Theorie mit der Erfahrung ganz gut übereinstimmt. Es hat sich gezeigt, dass der Schieber *S* durchaus nicht als eine Vorrichtung dienen kann, durch welche es möglich würde, grössere und kleinere Wasserquantitäten ungefähr gleich vortheihaft zu benutzen, denn bei ganz aufgezogenem Schieber betrug das Maximum des Nutzeffektes 62 pCt., und als der Schieber auf $^1/_4$ der ganzen Höhe aufgezogen war, betrug das Maximum des Nutzeffektes 18 pCt. Die Wirkung der Sektoren konnte leider nicht vollständig nachgewiesen werden, weil die Freinrolle zerbrach; allein als nur vier Sektoren angeschraubt wurden, verminderte sich der Effekt schon um 7 pCt., obgleich die Wassermenge nur um 10 pCt. abnahm Hieraus kann man schon schliessen, dass auf diese Art keine gute Regulirung des Wasserzuflusses bewirkt werden kann.

Alles was früher über die Räder und über die Schieber ausgesprochen worden ist, haben die Versuche bestätiget; was aber über die Aufstellung gesagt wurde, bedarf, wenn auch nicht einer Berichtigung, doch einer Ergänzung. Die Turbine von *Jonval* ist nämlich nur bei Gefällen, die grösser als 10^{m} sind, unbequem, weil in diesem

Falle der Cylinder, in welchem sich die Räder befinden, oben geschlossen werden muss, wie bei Fig. 1, Tafel 6. Bei Gefällen, die kleiner als 10^m sind, kann aber, wie es bei der Turbine der Fall ist, mit welcher die Versuche angestellt wurden, der Cylinder, welcher die Räder enthält, oben offen gelassen werden, und dann ist die Aufstellung äusserst praktisch, indem man die beiden Räder, um sie zu reinigen, oder um die Sektoren anzuschrauben, oder endlich um zur Pfanne des Zapfens zu gelangen, mit grösster Leichtigkeit oben herausziehen kann.

Die Versuche wurden auf die gewöhnliche Art mit einem Frein zur Messung des Nutzeffektes, und mit einem Ueberfall zur Messung der Wassermenge gemacht.

Der Ueberfall wurde sehr sorgfältig hergestellt, so dass gewiss kein Wasser entweichen konnte. Die Breite desselben betrug $3{\cdot}54^m$. Die Wasserstände wurden in einer Entfernung von 2 Metres vor dem Ueberfall gemessen, also an einem Orte, wo noch keine merkliche Senkung des Spiegels vorhanden seyn konnte. Die Wasserquantitäten wurden nach der bekannten Formel

$$Q = 0{\cdot}42\, b\, h \sqrt{2gh}$$

berechnet, und sind in der später folgenden Tabelle enthalten.

Die Länge des Bremshebels betrug 3^m. Die Freinrolle musste auf dem ersten liegenden Wellbaum angebracht werden. Sie war zu klein und zu schwach; die Welle vibrirte bei stärkeren Belastungen ziemlich stark, bei dem 26. Versuche zerbrach die Rolle, und die Versuche konnten desshalb nicht weiter fortgesetzt werden.

Von der Turbinenaxe ist auf die horizontale Welle mit Kegelrädern ins Langsame übersetzt und zwar im Verhältniss $^6/_7$. Die folgende Tabelle enthält die Resultate der Messungen und Berechnungen.

Resultate

der Versuche mit einer von Jonval erbauten Turbine.

Nro. des Versuches.	Wasserstand am Ueberfall.	Höhe der Schieberöffnung.	Gefälle.	Wassermenge per 1''	Absoluter Effect der Wasserkraft, in Pferden à 75 K. M.	Belastung des Bremshebels.	Anzahl der Umdrehungen der Turbinenwelle.	Nutzeffect in Pferdekräften.	Verhältniss zwischen dem Nutzeffect und dem absoluten Effect.	Bemerkungen.
	Metr.	Metr.	Metr.	K.Metr		Killog.			%	
1	0.179		1·61	0·497	10 6	5	60·6	1·10	0·100	
2	0·155	0·13	1·58	0·401	8·44	7·5	51·3	1·38	0·163	
3	0 160		1·56	0·421	8·75	10	44·3	1·60	0·182	Maximum.
4	0·160		1·56	0·421	8 75	15	22·2	1·20	0·137	
5	0·170		1·56	0·462	9·61	7·5	70	1·92	0·199	
6	0·175	0·16	1·55	0·484	10·00	10	63	2·26	0·226	
7	0·185		1·58	0·523	10·00	15	48	2·59	0·235	Maximum.
8	0·185		1·58	0·523	11·00	20	27·4	1·97	0·180	
9	0·196		1·58	0·571	12 00	7·5	87·5	2·35	0·196	
10	0·198	0·19	1·57	0 580	12·10	12·5	74·7	3·34	0·276	
11	0·198		1·58	0 580	12·1	17·5	59·5	3·73	0·308	Maximum.
12	0·198		1·57	0 580	12·1	22·5	42·0	3·40	0·281	
13	0·210		1·54	0·634	13·0	7·5	121·3	3·30	0·254	
14	0·208	0 31	1·49	0 625	13·0	15	95·7	5·14	0·396	
15	0·208		1·50	0·625	13·0	22·5	79·9	6·44	0·495	Maximum.
16	0·208		1·48	0 625	12·3	30	57·16	6·15	0·340	
17	0·212		1·50	0 643	12 84	10	128	4·60	0·359	
18	0·212		1·50	0·665	13·21	15	115	6·21	0·470	
19	0·217	0·43	1·50	0·643	12 84	20	102	7·29	0·568	
20	0·220		1·48	0·680	13·42	25	88.6	7·96	0·593	
21	0·215		1·48	0·655	12·97	30	75·2	8·10	0·624	Maximum.
22	0 200		1·58	0·590	12·4	10	118	4·22	0 340	Mit 4 eingelegten Sectoren.
23	0·195	0·43	1·49	0·568	11 6	15	102·5	5 46	0·487	
24	0 195		1·50	0·568	11·36	20	87·5	6·28	0·552	
25	0·198		1·51	0·580	11·69	25	74 0	6·48	0·550	

Ausser diesen Versuchen wurde noch die Anzahl der Umdrehungen der leer laufenden Turbine beobachtet; wobei sich folgende Resultate ergaben:

Anzahl der eingelegten Sektoren.	Anzahl der Umdrehungen der leer laufenden Turbine per 1′
0	162
4	142
12	98.

Aus der Vergleichnung dieser Versuchsresultate ergeben sich folgende Sätze.

1. Eine Aenderung der Grösse der Ausflussöffnung durch den Schieber, hat keinen bedeutenden Einfluss auf die Wassermenge, welche per 1′ durch die Maschine strömt.
2. Bei ungeänderter Grösse der unteren Ausflussöffnung ist die Wassermenge unabhängig von der Anzahl der Umdrehungen des Rades.
3. Die vortheilhaftesten Effekte, welche den verschiedenen Ausflussöffnungen entsprechen, weichen bedeutend von einander ab. Bei Nr. 3 ist der Nutzeffekt 18 pCt., bei Nr. 21 dagegen 62 pCt. Mit dem Schieber ist es daher nicht möglich, grössere oder kleinere Wasserquantitäten ungefähr gleich gut nutzbringend zu machen.
4. Unter den günstigsten Umständen betrug der Nutzeffekt 62 pCt. von dem absoluten Effekt des Motors.
5. Die Anzahl der Umdrehungen der Turbine kann sich ziemlich stark von der vortheilhaftesten Anzahl entfernen, ohne dass eine bedeutende Aenderung im Effekte eintritt.
6. Die Sektoren scheinen einen nachtheiligen Einfluss auf den Effekt zu haben.
7. Die Anzahl der Umdrehungen der leer laufenden Turbine ist bei ganz aufgezogenem Schützen zweimal so gross, als die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen.

Die folgende Berechnung wird zeigen, ob und wie weit die früher entwickelte Theorie mit der Erfahrung übereinstimmt.

Die Dimensionen der Maschine sind:

$$R_1 = 0{\cdot}478^m,\ \alpha = 45°,\ s = 0{\cdot}288,\ i = 6,\ k = 1$$

$$R_2 = 0{\cdot}326^m,\ \beta = 90°,\ s_2 = 0{\cdot}152,\ i_1 = 16,\ k_1 = 0{\cdot}9$$

$$\frac{R_1 + R_2}{2} = R = 0{\cdot}403,\quad \gamma = 30°,\ s_1 = 0{\cdot}076,\ O_1 = 1,\quad x_1 = 0{\cdot}7.$$

Höhe des Leitflächenrades	$= 0{\cdot}315^m$
Höhe des Turbinenrades	$= 0{\cdot}185^m$
Durchmesser des Rohres g	$= 1{\cdot}12^m$

Breite der unteren rechtwinklichten Ausflussöffnung am Ende von g . . . . . $= 1^m$

Hieraus findet man:

$$\Omega = (R_1 - R_2)\, s\, i = 0{\cdot}259^m$$

$$\Omega_2 = (R_1 - R_2)\, s_2\, i_1 = 0{\cdot}365$$

$$\Omega_1 = (R_1 - R_2)\, s_1\, i_1 = 0{\cdot}182$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}632$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}449$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\alpha = 0{\cdot}447$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta = 0{\cdot}449$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha = 0{\cdot}447$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta = 0{\cdot}$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{O_1} = 0{\cdot}1638$$

$$2\frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \sin.\gamma = 0{\cdot}1638$$

$$n = 0\,6022, \quad m = 0{\cdot}4468, \quad 1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}2114.$$

Lässt man in den Ausdrücken (17) pag. 175 die Glieder weg, welche sich auf die Klappe K beziehen, so findet man:

$$M_1^2 = \frac{1}{1{\cdot}0627 + \left(\frac{0{\cdot}1638}{\omega_1 \varkappa_1}\right)^2}$$

$$A_1 = 1, \quad C_1 = 0, \quad D_1 = 0, \quad B_1 = 1{\cdot}3128\, M_1$$

Wegen $C_1 = 0$, $D_1 = 0$ ergibt sich aus den Gleichungen (22) pag. 177.

$$(x)_{max.\,y.} = {}^1/_4\, B_1^2 \qquad \left(\frac{E}{\varrho\, Q\, H}\right)_{max.\,r.} = {}^1/_2\, B_1^2$$

Ferner wird die dritte der Gleichungen (18) pag. 176

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = 0{\cdot}632\, M_1$$

endlich ist noch:

$$v = \sqrt{x}\,\sqrt{2gH}$$

$$N = 9{\cdot}548\,\frac{v}{R}$$

$$Q = U\Omega$$

Um diese Formeln auf die Versuche Nr. 3, 7, 11, 21 anzuwenden, müssen in dem Ausdruck für M_1^2 für ω_1 die den einzelnen Versuchsreihen entsprechenden Grössen der Schieberöffnung gesetzt werden.

Zur bequemeren Vergleichung der Resultate, welche die theoretischen Gleichungen liefern mit den Resultaten der Versuche, sind beide in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Tabelle

zur Vergleichung der Theorie mit der Erfahrung.

Nr. des Versuches.	Höhe der Oeffnung am Schieber.	Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine per 1′		Wassermenge, welche per 1″ auf das Rad wirkt.		Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt und dem absoluten Effekt.	
		Versuch.	Theorie.	Versuch.	Theorie.	Versuch.	Theorie.
3	0·13	44·3	41	0·421	0·430	0·182	0·200
7	0·16	48·0	49	0·523	0·509	0·235	0·269
11	0·19	59·5	54	0·580	0·588	0·308	0·334
15	0·31	79·9	66	0·625	0·696	0·495	0·528
21	0·43	75·2	72	0·655	0·757	0·624	0·634

Um die Anzahl der Umdrehungen der leer laufenden Turbine zu bestimmen, muss man zuerst denjenigen, (von Null verschiedenen) Werth von x bestimmen, durch welchen in der ersten der Gleichungen (18) pag. 176 der Werth von $\frac{E}{\varrho Q H}$ zum Verschwinden gebracht wird. Dies ist der Fall für:

$$x = B_1^2$$

Nun ist aber der Werth von x, welcher einem Maximum des Effektes entspricht, früher gleich $\frac{1}{4} B_1^2$ gefunden worden, es folgt also aus der Vergleichung dieser beiden Werthe von x, dass die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine halb so gross ist, als die Anzahl, welche sie leer laufend unter sonst gleichen Umständen macht.

Aus der dritten der Gleichungen (18), welche nicht nur für die vortheilhaftesten Geschwindigkeiten, sondern überhaupt für jede Geschwindigkeit des Rades gilt, ergab sich:

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = 0 \cdot 632 M_t$$

Da dieser Ausdruck von x unabhängig ist, so folgt daraus, dass nach der Theorie der Geschwindigkeit U und mithin auch die Wassermenge Q, welche in 1″ durch das Rad strömt, unabhängig ist von der Geschwindigkeit des Rades.

Diese theoretischen Resultate stimmen, wie man sieht, so gut mit der Erfahrung überein, dass die Richtigkeit der Theorie keinem Zweifel unterliegen kann.

Die Turbine als Wasserhebungsmaschine.

Mit einigen Veränderungen in der Construktion können die Turbinen auch als Wasserhebungsmaschinen gebraucht werden. Wenn man z. B. das Rad der Turbine (Tafel 1, Fig. 1 und 2) in ein Gefäss einschliesst, dessen Wände sich oben mit dem Cylinder *o o* vereinigen; wenn man ferner in dieses Gefäss eine Röhre einmünden lässt, die an einem höher als der Wasserspiegel in *A* gelegenen Punkt ausmündet, und hierauf durch irgend einen Motor die Turbinenaxe mit grosser Geschwindigkeit nach der Richtung drehen lässt, die der Pfeil in Fig. 2 angibt, so wird das Wasser durch die Centrifugalkraft mit solcher Kraft in das das Rad umschliessende Gefäss getrieben, dass es sich in der Röhre erhebt. Diese Andeutung wird vorläufig genügen, um die Möglichkeit einzusehen, dass eine Turbine als Wasserhebungsmaschine dienen kann. Allein wenn man auf die so eben angegebene Weise eine Turbine, die als hydraulischer Receptor richtig construirt wäre, als Wasserhebungsmaschine gebrauchen wollte, würde sich dieselbe hinsichtlich des Kraftaufwandes, der zum Heben einer gewissen Quantität Wassers auf eine gewisse Höhe nothwendig wäre, als eine sehr unvortheilhafte Maschine zeigen.

Um die allgemeine Theorie der Turbine als Wasserhebungsmaschine zu erhalten, haben wir nichts zu thun, als in den Gleichungen (4) bis (38) pag. 55 der Zusammenstellung die Zeichen von H und E_n zu ändern und für h, $(H+h)$ zu setzen, wobei dann H die wahre Hubhöhe, von Wasserspiegel zu Wasserspiegel gerechnet, und h die Tiefe der mittleren Horizontal-Ebene des Rades unter dem Wasserspiegel im Zuflusskanal bedeutet. Da es vorzüglich von Interesse ist, die Construktionsverhältnisse kennen zu lernen, bei welchen eine Wasserhebungsturbine eine gute Wirkung hervorzubringen vermag, so wollen wir uns insbesondere mit den Gleichungen (31) bis (38) der Zusammenstellung beschäftigen, welche, wenn in denselben das Zeichen von H geändert und für h, $h+H$ gesetzt wird, die Bedingungen angeben, bei deren Erfüllung die Nutzwirkung einer Turbinenpumpe und der absolute Effekt

des Motors gleich gross ausfallen würde. Die Bedingungen sind nun:

$$\begin{aligned} \gamma &= o \\ \delta &= \delta_1 \end{aligned} \tag{1}$$

$$v_2 = \sqrt{-gH\frac{sin.(\alpha+\beta)}{cos.\alpha\ sin.\beta}} \tag{2}$$

$$U = \sqrt{-gH\frac{sin.\beta}{cos.\alpha\ sin.(\alpha+\beta)}} \tag{3}$$

$$\frac{q-A}{\varrho} = -H\left\{1-\tfrac{1}{2}\frac{sin.\beta}{cos.\alpha\ sin.(\alpha+\beta)}\right\}+H+h. \tag{4}$$

$$s_1 = s\frac{k}{k_1}\frac{i}{i_1}\frac{R_2}{R_1}\frac{sin.\beta}{sin.(\alpha+\beta).} \tag{5}$$

Um diesen Bedingungen zu genügen, muss man zunächst die Winkel α und β so zu wählen suchen, dass v_2 und U reel, und dass gleichzeitig s_1 positiv ausfällt. Diess ist nur dann der Fall, wenn

$$\alpha > 90^\circ$$

und

$$\alpha+\beta<180$$

genommen wird. Nun muss man ferner die Winkel α und β innerhalb dieser Grenzen so zu wählen suchen, dass die Grössen v_2 und s_1 U keine extravaganten Werthe erhalten.

Nehmen wir z B. $\alpha + \beta = 180 - \beta$, so ergibt sich

$$v_2 = \sqrt{\frac{-gH}{cos.\alpha}} \tag{6}$$

$$U = \sqrt{\frac{-gH}{cos.\alpha}} \tag{7}$$

$$s_1 = s\frac{k}{k_1}\cdot\frac{i}{i_1}\frac{R_2}{R_1}. \tag{8}$$

Nehmen wir, um die Sache noch weiter zu specialisiren:

$$\begin{aligned} \alpha &= 180-36 \\ \beta &= 18^\circ \end{aligned} \tag{9}$$

so ergibt sich:

$$v_2 = 0{\cdot}786\sqrt{2gH} \tag{10}$$

$$U = 0{\cdot}786\sqrt{2gH} \tag{11}$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \tag{12}$$

Aus der Gleichung (10) folgt für die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen per 1′

$$N = 7{\cdot}5 \frac{\sqrt{2gH}}{R_2}. \tag{13}$$

Diese Geschwindigkeit des Rades stimmt nahe mit der vortheilhaftesten Geschwindigkeit einer Turbine von *Fourneyron* überein, die einen Halbmesser R_2 hat, und unter der Einwirkung eines Gefälles H bewegt wird.

Hieraus sieht man, dass es praktisch nicht vortheilhaft seyn kann, vermittelst einer Turbinenpumpe kleine Wasserquantitäten auf grosse Höhen zu heben, dagegen dürfte es in manchen Fällen, insbesondere, wenn unreines Wasser in grösseren Quantitäten auf kleine Höhen zu heben ist, vortheilhaft seyn, sich dieser Maschine zu bedienen.

Die Halbmesser R_1 und R_2, die Anzahl der Leitkurven und die Anzahl der Radkurven, sowie auch die Höhe des Rades, können nach denselben Regeln bestimmt werden, welche für die Turbine mit Leitkurven aufgestellt worden sind.

Wenn zum Heben von Wasser eine vorhandene Wasserkraft benützt werden kann, könnte man die Turbinenpumpe durch eine zweite als Receptor wirkende Turbine treiben lassen. Da sich, wie man leicht findet, die Umdrehungszahlen dieser Turbinen nahe wie die Gefälle verhalten, so möchte eine solche Anordnung nur dann zulässig seyn, wenn die Höhe, auf welche das Wasser zu heben wäre, die vierfache Gefällshöhe der zum Betrieb der Kraft-Turbine vorhandenen Wasserkraft nicht überschreitet.

Untersuchen wir nun noch, bei welchen Construktionsverhältnissen eine Turbine ohne Leitkurven, als Pumpe wirkend, ein günstiges Resultat verspricht.

Da für $\alpha = 90^0$ die Bedingungsgleichungen (31) bis (38) der Zusammenstellung nicht realisirt werden können, so geht hieraus hervor, dass es auch bei der als Pumpe wirkenden Turbine ohne Leitkurven nicht möglich ist, allen Anforderungen zu entsprechen; wir begnügen uns also auch hier damit, die Turbinenpumpe so einzurichten, dass das Wasser ohne Stoss in das Rad eintritt,

und lassen es uns gefallen, dass das Wasser bei seinem Austritt aus dem Rade noch eine gewisse Geschwindigkeit besitzen wird.

Für diese Voraussetzung geben die Gleichungen (40) bis (44) der Zusammenstellung, wenn in denselben H negativ genommen wird, die wichtigsten Umstände an, welche zu einem günstigen Resultat führen können; wir erhalten:

$$\frac{u_1}{v_1} = f \tag{14}$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gH}{1-f^2}} \tag{15}$$

$$U = \frac{R_2}{R_1} \, tang. \, \beta \, v_1 \tag{16}$$

$$s_1 = \frac{Q}{i_1 \, \delta_1 \, v_1 \, f \, k_1} \tag{17}$$

$$\frac{\text{Effect des Motors}}{\text{Nutzeffect der Pumpe}} = 2 . \frac{f-1}{f^2-1} \tag{18}$$

Damit v_1 nicht imaginär wird, muss $f < 1$ seyn, d. h. wenn das Wasser ohne Stoss in das Rad eintritt, besitzt es bei seinem Austritt relativ gegen die Radkurven eine Geschwindigkeit, die kleiner ist, als die äussere Peripheriegeschwindigkeit des Rades.

Nehmen wir $f = 0{\cdot}5$, so geben die letzten Formeln:

$$v_1 = 1{\cdot}15 . \sqrt{2gH} \tag{19}$$

$$U = \frac{R_2}{R_1} \, tang. \, \beta \, v_1 \tag{20}$$

$$s_1 = \frac{2Q}{i_1 \, \delta_1 \, v_1 \, k_1} \tag{21}$$

$$\frac{\text{Nutzeffect der Pumpe}}{\text{Effect des Motors}} = 0{\cdot}75 \tag{22}$$

Vergleicht man diesen Werth von v_1 mit dem für die Pumpe mit Leitkurven aufgefundenen Werth von v_2, so sieht man, dass die Maschine ohne Leitkurven noch schneller bewegt werden muss, als die andere.

Das Rad und der Einlauf einer Turbinenpumpe erhalten eine ähnliche Einrichtung, wie bei den auf Tafel XI dargestellten Ventilatoren.

Theorie der Ventilatoren mit gekrümmten Flügeln.

Der Ventilator ist eine Maschine, vermittelst welcher athmosphärische Luft, oder eine andere Gasart, von einem Orte nach einem andern gebracht, und dabei mehr oder weniger verdichtet wird.

Der Zweck eines solchen Lufttransportes kann seyn:

1. Lufterneuerung in verschiedenen Lokalitäten.
2. Luftverdünnung in einem gewissen Raum.
3. Einen gewissen Raum continuirlich mit verdichteter athmosphärischer Luft zu versehen.

In dem ersten und zweiten Fall wird eine gewisse Gasart aus einem gewissen Raum durch die Maschine aufgesaugt, und in die freie athmosphärische Luft gebracht. In dem dritten Falle wird aus dem freien Raume atmosphärische Luft aufgesaugt, und in verdichtetem Zustande nach einem geschlossenen Raum gebracht.

Der Hauptbestandtheil des Centrifugalventilators ist ein mit Flügeln aus Blech versehenes Rad, das sehr schnell um seine Axe bewegt wird.

Wenn der Ventilator zur Lufterneuerung oder Luftverdünnung dienen soll, communicirt der innere Raum des Rades mit dem Raume, aus welchem die Luft weggeschafft werden soll, dagegen der äussere Umfang des Rades mit der freien atmosphärischen Luft. Wenn dagegen der Ventilator als Gebläse wirken soll, communicirt der innere Raum des Rades mit der freien Luft, dagegen der äussere Raum, welcher das Rad umgibt, mit dem Ort, nach welchem die Luft im verdichteten Zustande gebracht werden soll.

Die Wirkungsart der Maschine besteht in allen Fällen darin, dass durch die schnelle drehende Bewegung des Flügelrades die zwischen den Flügeln befindliche Luft gegen den äusseren Umfang getrieben, und daselbst an ihren Bestimmungsort gebracht wird, während gleichzeitig durch die Luftverdünnung, die in der Nähe der Axe entsteht, neue Luft aus dem Raum eintritt, welcher mit dem inneren Raum des Rades communicirt.

In der neuern Zeit sind bekanntlich zu dem Betrieb der Cupolöfen in den Eisengiessereien die Ventilatoren mit ebenflächigen Flügelrädern allgemein in Anwendung gekommen. Diese Constructionsart ist aber hinsichtlich des Kraftaufwandes, den der Betrieb erfordert, sehr unvollkommen, weil die Flügel mit extravaganter Geschwindigkeit gegen die in der Nähe der Axe in das Rad eintretende Luft schlagen, und weil die Luft mit grosser Geschwindigkeit aus dem Rade geschleudert wird. Diese Einrichtung der Ventilatoren mit ebenflächigem Flügelrade ist insbesondere sehr nachtheilig, wenn die Maschine als Saugapparat oder zur Luftreinigung dienen soll, in welchen Fällen die aufgesaugte Luft in die freie Luft geschafft wird; denn der Kraftaufwand, welcher erforderlich ist, um der Luft die Geschwindigkeit zu ertheilen, welche sie beim Entweichen aus der Maschine besitzt, ist rein verloren.

J. Combe Ingenieur des Mines ist durch diese Unvollkommenheiten der gewöhnlichen Ventilatoren auf die Idee geleitet worden, den Ventilatoren eine ähnliche Einrichtung zu geben, wie die Turbinen mit oder ohne Leitschaufeln haben, um dadurch den Stoss beim Eintritt der Luft in das Rad und die grosse Geschwindigkeit bei ihrem Austritt zu beseitigen. Die *Annales des mines* enthalten mehrere ausgedehnte Abhandlungen von *Combe* über diesen Gegenstand.

Da die Theorie, welche *Combe* über die Ventilatoren mit gekrümmten Flügeln gibt, unvollständig ist, indem sie nicht alle Bedingungen angibt, welche erfüllt werden müssen, damit die Luft ohne Stoss eintritt, so scheint es mir nicht unpassend zu seyn, mit den Turbinen auch die denselben nachgebildeten Ventilatoren zu behandeln.

Ich werde mich jedoch darauf beschränken, die Bedingungen ausfindig zu machen, bei deren Erfüllung die Luft ohne Stoss in das Rad eintritt, weil diess für die praktische Ausführung der Ventilatoren vorzugsweise von Wichtigkeit ist.

Für die Bezeichnung der Dimensionen der Maschine, der verschiedenen Winkel und der Geschwindigkeiten, welche zu betrachten sind, wählen wir dieselben Buchstaben, welche bei der Theorie der Turbine angenommen worden sind. Zu diesen Bezeichnungen kommen für den Ventilator noch folgende dazu:

Θ die Temparatur der Luft.

$\mu p = \frac{p}{10335} \cdot \frac{1 \cdot 3}{1 + 0{\cdot}00375\,\Theta}$ Das Gewicht von einem Kubikmeter athmosphärischer Luft bei Θ^0 Temperatur, und unter einem auf 1 Quadr.-Metr. bezogenen Druck p.

P Der Druck, welchen die Luft in dem Raum, aus welchem sie durch den Ventilator wegzuschaffen ist, auf 1 Quadr.-Metr. ausübt.

p_1. Die auf 1 Quadr.Metr. bezogene Spannung am innern Umfang des Rades.

p_2. Die auf 1 Quadr.Metr. bezogene Spannung am äusseren Umfang des Rades.

L Die Luftmenge in Killogr. ausgedrückt, welche p 1″ durch den Ventilator weggeschafft werden soll.

Wir nehmen für den Ventilator eine Einrichtung an, die im Allgemeinen mit jener einer Turbine mit Leitkurven übereinstimmt, und machen die gleichen Voraussetzungen, welche wir der Theorie der Turbine vorausgeschickt haben.

Entwicklung der Theorie.

Da im Beharrungszustande der Bewegung, welchen wir voraussetzen, durch alle Querschnitte $\Omega\ \Omega_1\ \Omega_2$ gleiche Luftmengen (dem Gewicht nach) passiren, so ist, wenn die Temperatur der Luft unveränderlich angenommen wird:

$$\Omega U \mu p_2 = \Omega_2 u_2 \mu p_2 = \Omega_1 u_1 \mu p_1 \qquad (1)$$

hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned} U &= u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega} \cdot \frac{p_1}{p} \\ u_2 &= u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega_2} \cdot \frac{p_1}{p_2} \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Nach den bekannten Gesetzen, über die Bewegung der Luft ist:

$$U = \sqrt{2 \cdot \frac{g}{\mu}\ lognat\left(\frac{P}{p_2}\right)} \qquad (3)$$

Zerlegt man U in zwei Geschwindigkeiten, von denen die eine den inneren Umfang des Rades und die andere die Radkurve in ihrem Anfangspunkt berührt, so muss erstere $= v_2$, letztere $= u_2$ seyn, wenn die Luft ohne Stoss in das Rad eintreten soll.

Die Bedingungen, dass die Luft ohne Stoss in das Rad eintritt, sind demnach:

$$\left.\begin{aligned} v_2 &= U \frac{sin.(\alpha+\beta)}{sin.\beta} \\ u_2 &= U \frac{sin.\alpha}{sin.\beta} \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

Zur Bestimmung der relativen Geschwindigkeit u_1, mit welcher die Luft das Ende der Radkanäle erreicht, findet man auf demselben Wege, der bei der Theorie der Turbine verfolgt wurde, folgende Gleichung:

$$u_1^2 = u_2^2 + \frac{2g}{\mu} lognat \frac{p_2}{p_1} + v_1^2 - v_2^2 \qquad (5)$$

Für die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher die Luft aus dem Rade tritt, ist:

$$w^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 cos.\gamma \qquad (6)$$

Der Nutzeffekt, welcher nothwendig ist, um die Luftmenge L während sie durch das Rad geht, von der Dichte die der Pressung P entspricht, bis zur Dichte, die der Pressung p_1 entspricht, zu comprimiren, und ihr eine Geschwindigkeit w zu ertheilen, ist:

$$E = \frac{L}{\mu} lognat \frac{p_1}{P} + \frac{L}{2g} w^2 \qquad (7)$$

Diese Gleichungen auf eine zweckmässige Weise combinirt führen uns zu den Hauptbedingungen einer zweckmässigen Construktion des Ventilators. Zu diesem Zweck nehmen wir zunächst, um w möglichst klein zu machen, $\gamma = o$ an; dann folgt aus (6)

$$w_1 = u_1 - v_1 \qquad (8)$$

Ferner wollen wir festsetzen, dass zwischen u_1 und v_1 ein bestimmtes Verhältniss statt finden soll, und setzen desshalb:

$$\frac{u_1}{v_1} = f \qquad (9)$$

Aus den Gleichungen (4) folgt durch Division:

$$\frac{u_2}{v_2} = \frac{sin.\alpha}{sin.(\alpha+\beta)}$$

Diese Gleichung gibt, wenn man berücksichtiget, dass

$$v_2 = v_1 \left(\frac{R_2}{R_1}\right) \text{ist:}$$

$$u_2 = v_1 \left(\frac{R_2}{R_1}\right) \frac{sin.\alpha}{sin.(\alpha+\beta)} \qquad (10)$$

Nun ist ferner:

$$lognat.\left(\frac{p_2}{p_1}\right)=lognat.\left(\frac{P}{p_1}\cdot\frac{p_2}{P}\right)=lognat.\left(\frac{P}{p_1}\right)-lognat.\left(\frac{P}{p_2}\right)$$

Diese Gleichung verwandelt sich mit Berücksichtigung von (3) in folgende:

$$lognat.\left(\frac{p_2}{p_1}\right)=lognat.\left(\frac{P}{p_1}\right)-\mu\frac{U^2}{2g}$$

Es ist aber wegen der ersten der Gleichungen (4)

$$\frac{U^2}{2g}=\frac{v_2^2}{2g}\frac{sin.^2\beta}{sin.^2(\alpha+\beta)}\,,$$

man findet demnach:

$$lognat.\left(\frac{p_2}{p_1}\right)=lognat.\left(\frac{P}{p_1}\right)-\frac{\mu}{2g}v_1^2\cdot\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\frac{sin.^2\beta}{sin.^2(\alpha+\beta)}\cdot \quad (11)$$

Die Resultate der Gleichungen (9), (10) und (11) in (5) eingeführt, findet man:

$$f^2v_1^2=v_1^2\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\frac{sin.^2\alpha}{sin.^2(\alpha+\beta)}+\frac{2g}{\mu}lognat.\left(\frac{P}{p_1}\right)-v_1^2\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\times$$
$$\frac{sin.^2\beta}{sin.^2(\alpha+\beta)}+v_1^2\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right].$$

und hieraus folgt nach einigen Reduktionen

$$v_1=\sqrt{\frac{\frac{2g}{\mu}lognat.\left(\frac{P}{p_1}\right)}{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\frac{2\,cos.\,\alpha\,sin.\,\beta}{sin.(\alpha+\beta)}+f^2-1}} \quad (12)$$

Nun ergibt sich ferner, weil $U=v_2\frac{sin.\beta}{sin.(\alpha+\beta)}$ ist.

$$U=\left(\frac{R_2}{R_1}\right)\frac{sin.\beta}{sin.(\alpha+\beta)}\sqrt{\frac{\frac{2g}{\mu}lognat.\left(\frac{P}{p_1}\right)}{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\frac{2\,cos.\,\alpha\,sin.\,\beta}{sin.(\alpha+\beta)}+f^2-1}} \quad (13)$$

Führt man diesen Werth von v_1 in die früher aufgefundene Gleichung (11) ein, so ergibt sich:

$$\frac{p_2}{p_1}=\left(\frac{P}{p_1}\right)\left\{1-\frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\frac{sin.^2\beta}{sin.^2(\alpha+\beta)}}{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\frac{2\,cos.\,\alpha\,sin.\,\beta}{sin.(\alpha+\beta)}+f^2-1}\right\} \tag{14}$$

Aus den Gleichungen (1) und (4) findet man:

$$\frac{\Omega}{\Omega_2}=\frac{sin.\,\alpha}{sin.\,\beta} \tag{15}$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega}=\frac{Up_2}{u_1p_1}=\frac{U}{v_1}\cdot\frac{1}{f}\cdot\frac{p_2}{p_1}$$

Diese letzte Gleichung wird wegen (12), (13), (14):

$$\frac{\Omega_1}{\Omega}=\frac{1}{f}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)\frac{sin.\,\beta}{sin.(\alpha+\beta)}\left(\frac{P}{p_1}\right)\left\{1-\frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\frac{sin.^2\beta}{sin.^2(\alpha+\beta)}}{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\frac{2\,cos.\,\alpha\,sin.\,\beta}{sin.(\alpha+\beta)}+f^2-1}\right\}. \tag{16}$$

Die Gleichung (7) wird endlich:

$$E=\frac{L}{\mu}\,lognat.\left(\frac{p_1}{P}\right)+\frac{L}{2g}\cdot v_1^2(f-1)^2 \tag{17}$$

Die Bedeutung dieser Gleichungen ist folgende:

Die Gleichung (12) bestimmt die Geschwindigkeit, mit welcher sich ein Punkt am äussern Umfang des Rades bewegt, wenn die Luft ohne Stoss in das Rad eintreten soll.

Die Gleichung (13) bestimmt die Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus den Leitkurvenkanälen.

Die Gleichung (14) bestimmt die Pressung zwischen den Lufttheilchen am inneren Umfang des Rades.

Die Gleichungen (15) und (16) bestimmen gewisse Verhältnisse, welche zwischen den Querschnitten Ω Ω_1 Ω_2 vorhanden seyn müssen, damit die Luft ohne Stoss in das Rad eintritt.

Die Gleichung (17) bestimmt endlich den Effekt, welcher zum Betriebe des Ventilators nothwendig ist.

Für einen Ventilator, der als Saugapparat (z. B. bei Papiermaschinen) oder zur Luftreinigung dient, ist es hinsichtlich der Oekonomie der Betriebskraft sehr gut, wenn die Luft ohne absolute Geschwindigkeit am Umfang des Rades austritt. Für diesen Fall ist: $f=1$ und dann werden die Gleichungen (12) bis incl. (17):

$$v_1 = \frac{R_1}{R_2}\sqrt{\frac{g}{\mu}\,.\,lognat.\left(\frac{P}{p_1}\right).\frac{sin.(\alpha+\beta)}{cos.\,\alpha\,sin.\,\beta}} \qquad (18)$$

$$U = \sqrt{\frac{g}{\mu}\,.\,lognat.\left(\frac{P}{p_1}\right)\frac{sin.\,\beta}{cos.\,\alpha\,sin.(\alpha+\beta)}} \qquad (19)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{P}{p_1}\right)^{\left\{1-\frac{1}{2}\frac{sin.\,\beta}{cos.\,\alpha\,sin.(\alpha+\beta)}\right\}} \qquad (20)$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = \frac{sin.\,\alpha}{sin.\,\beta} \qquad (21)$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = \frac{R_2}{R_1}\frac{sin.\,\beta}{sin.(\alpha+\beta)}\cdot\left(\frac{P}{p_1}\right)^{\left\{1-\frac{1}{2}\frac{sin.\,\beta}{cos.\,\alpha\,sin.(\alpha+\beta)}\right\}} \qquad (22)$$

$$E = \frac{L}{\mu}\;lognat.\left(\frac{p_1}{P}\right) \qquad (23)$$

(A)

Da $log.\left(\frac{P}{p_1}\right)$ negativ ist, so muss, damit U und v_1 reel und Ω_1 positiv ausfällt

$$\alpha > 90°$$

$$\alpha+\beta < 180$$

genommen werden.

Diese Gleichungen geben die Bedingungen an für die vortheilhafteste Construction eines Ventilators. Will man, um eine möglichst einfache Construktion zu erhalten, die Leitkurven ganz weglassen, so ist $\alpha = 90$; aber dann kann f nicht mehr $= 1$ werden, weil die Werthe von v_1 und U imaginär ∞ würden. Setzen wir also in den Gleichungen (12) bis (17) $\alpha = 90°$, so erhalten wir folgende

Gleichungen für die Construktion eines Ventilators ohne Leitschaufeln.

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g}{\mu(f^2-1)}\ lognat.\left(\frac{P}{p_1}\right)} \qquad (24)$$

$$U = \frac{R_2}{R_1} tang.\beta \sqrt{\frac{2g}{\mu(f^2-1)}\ lognat.\left(\frac{P}{p_1}\right)} \qquad (25)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{P}{p_1}\right)^{\left\{1-\frac{1}{(f^2-1)}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 tang.^2\beta\right\}} \qquad (26)$$

$$\frac{\Omega_2}{\Omega} = sin\,\beta. \qquad (27)$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = \frac{1}{f}\cdot\left(\frac{R_2}{R_1}\right) tang.\beta \left(\frac{P}{p_1}\right)^{\left\{1-\frac{1}{(f^2-1)}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 tang.^2\beta\right\}} \qquad (28)$$

$$E = \frac{L}{\mu}.logn.\left(\frac{p_1}{P}\right) + \frac{L}{2g}v_1^2(f-1)^2 = \frac{L}{\mu} logn.\left(\frac{p_1}{P}\right).\frac{2}{f+1} \qquad (29)$$

(B)

In allen diesen Formeln muss f negativ angenommen werden, weil sonst die Werthe von v_1 und U nicht reel ausfallen.

Diese Formeln sind für den praktischen Gebrauch zu komplicirt, sie werden aber sehr einfach, wenn man für $\alpha\,\beta\,\mu$ bestimmte Werthe annimmt, und $logn.\left(\frac{P}{p_1}\right) = -\left(1-\frac{P}{p_1}\right)$ setzt, was in allen praktischen Fällen geschehen darf, weil jederzeit die Pressungen p_1 und P nur wenig von einander abweichen. Auf diese Weise erhält man folgende Resultate:

Annäherungsformeln für Ventilatoren ohne Leitkurven.

Diese Ventilatoren ohne Leitkurven sind am geeignetsten als Gebläse zu dienen, weil es in diesem Falle von keinem Nachtheil ist, wenn die Luft bei ihrem Austritt aus dem Rade Geschwindigkeit besitzt.

Setzen wir: $\alpha = 90°$, $\beta = 6°$, $f = -0{\cdot}6$, *lognat.* $\frac{P}{p_1} = -\left(1 - \frac{P}{p_1}\right)$

$\theta = 12°$, $\mu = \frac{1}{8307}$, so geben die Formeln *B*:

$$
\left.
\begin{aligned}
v_1 &= 323 \sqrt{1 - \frac{P}{p_1}} \\
N &= 9{\cdot}548 \frac{v_1}{R_1}. \\
U &= 34 \frac{R_2}{R_1} \sqrt{1 - \frac{P}{p_1}} \\
p_2 &\text{ sehr nahe } = P. \\
\frac{\Omega_2}{\Omega} &= 0{\cdot}1. \\
\frac{\Omega_1}{\Omega} &= 0{\cdot}175 \frac{R_2}{R_1} \left(\frac{P}{p_1}\right) \\
E &= 10384 L. \left(1 - \frac{P}{p_1}\right)
\end{aligned}
\right\} \text{(C)}
$$

Wie diese Formeln zur Bestimmung der Dimensionen der Maschine benutzt werden können, wird später gezeigt werden. Da dieselben die Halbmesser R_2 und R_1 unbestimmt lassen, so müssen wir wiederum suchen, durch Nebenbetrachtungen zu passenden Regeln für diese Dimensionen zu gelangen.

Die Grösse des Ventilators, welche vorzugsweise durch R_1 bestimmt wird, richtet sich nach der Luftmenge, die eingesaugt und ausgeblasen werden soll. Macht man das Rad zu klein, so muss die Luft mit grosser Geschwindigkeit in dasselbe einströmen; man findet nicht genug Raum, um den Austrittsöffnungen die nothwendige Grösse zu geben, und die Geschwindigkeit des Rades wird ausserordentlich gross. Macht man das Rad sehr gross, so erhält die Maschine unpraktische Verhältnisse, indem z. B. die Dimensionen der Austrittsöffnungen gegen den Halbmesser des Rades fast verschwindend klein ausfallen.

Lässt man auch hier die Grundsätze gelten, welche bei der Bestimmung der Halbmesser der Turbinen aufgestellt worden sind, so kann man für die Berechnung von R_1 folgende Formel benutzen:

$$R_1 = 0{\cdot}35 \sqrt{L}.$$

Für das Verhältniss $\frac{R_2}{R_1}$ kann man ungefähr den Werth $\frac{7}{8}$ nehmen, so dass man also hat:

$$R_2 \text{ ungefähr} = \frac{7}{8} R_1.$$

Annäherungsformeln für Ventilatoren mit Leitschaufeln.

Da diese Maschinen in ihrem Bau viel zusammengesetzter sind, als die vorhergehenden, so soll man sie auch nur dann anwenden, wenn mit den einfacheren Anordnungen der Zweck nicht gut erreicht werden kann.

Ist die Bestimmung des Ventilators, in einem gewissen Raum eine Lufterneuerung, Luftreinigung oder Luftverdünnung hervorzubringen, so ist es für eine vortheilhafte Benutzung eines Motors zuträglich, wenn die aus dem Raume aufgesaugte Luft ohne Geschwindigkeit in die freie athmosphärische Luft gebracht wird. Diess ist aber nur mit Ventilatoren gut möglich, die Leitkurven haben; diese soll man daher nur dann anwenden, wenn sehr grosse Luftquantitäten aus irgend einem Raum in die freie athmosphärische Luft gebracht werden sollen. Für kleinere Luftmengen ist der Vortheil einer besseren Benutzung des Motors gar nicht in Anschlag zu bringen gegen die Nachtheile, die aus der grösseren Complikation der Maschine hervorgehen. Um zur Berechnung der wichtigsten Dimensionen einfache Regeln zu erhalten, ist es auch hier wiederum am zweckmässigsten, für α und β bestimmte passende Annahmen zu machen, und *lognat.* $\left(\frac{P}{p_1}\right) = -\left(1 - \frac{P}{p_1}\right)$ zu setzen.

Nehmen wir nun an:

$$\beta = 12^0$$

$$\alpha = 180^0 - 24^0$$

$$f = 1$$

$$\mu = \frac{1}{8307}$$

so erhalten wir aus den Gleichungen *A* folgende einfache Resultate:

$$
\left.
\begin{aligned}
v_2 &= 300\sqrt{1-\frac{P}{p_1}} \\
U &= 300\sqrt{1-\frac{P}{p_1}} \\
\frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{P}{p_1}\right)^{1\cdot55} \\
\frac{\Omega_2}{\Omega} &= 0\cdot51 \\
\frac{\Omega_1}{\Omega} &= \frac{R_2}{R_1}\left(\frac{P}{p_1}\right)^{1\cdot55} \\
N &= \frac{2860}{R_2}\sqrt{1-\frac{P}{p_1}} \\
E &= 8307\,L\left(1-\frac{P}{p_1}\right)
\end{aligned}
\right\} \quad \text{(D)}
$$

Zur Bestimmung von R_1 und R_2 kann man hier folgende Regeln gelten lassen:

$$R_1 = 0\cdot215\sqrt{L}.$$
$$R_2 = {}^3/_4\,R_1.$$

Die nachfolgenden Berechnungen zweier Ventilatoren werden dazu dienen, die Anwendung der hier aufgestellten Regeln zur Bestimmung der wesentlichsten Abmessungen zu erklären.

Beschreibung und Berechnung eines Ventilators ohne Leitkurven für Kupolöfen.

Tafel XI. Fig. 1. 2. 3.

Zum Betriebe der Kupolöfen, in welchen das in den Hochöfen gewonnene Roheisen noch einmal umgeschmolzen wird, um daraus verschiedene Gusswaaren zu verfertigen, werden gegenwärtig allgemein Windflügel von sehr einfacher Construktion als Gebläse angewendet. Diese bestehen aus einem Rade, das mit vier ebenflächigen, ungefähr radial gestellten Flügeln versehen, und von einer Hülle von Blech umschlossen ist. Diese letztere hat um die Axe des Rades herum Oeffnungen, durch welche die Luft eingesaugt wird und, communizirt mit der Windleitung, durch welche die Luft in den Ofen getrieben wird.

Diese Windflügel machen per 1′ 1000 bis 1500 Umdrehungen, erfordern zu ihrem Betriebe die verhältnissmässig bedeutende Kraft von vier Pferden und verursachen ein sehr unangenehmes Gesumme. Diese Unvollkommenheiten rühren von der Form und Stellung der Flügel her, die mit enormer Geschwindigkeit gegen die eintretende Luft schlagen, daher einen grossen Widerstand und ein unangenehmes Summen verursachen müssen. Diese beiden Uebelstände können beseitiget werden, wenn man, wie es bei dem auf Tafel XI. dargestellten Ventilator der Fall ist, statt der ebenen und radial gestellten Flügel, schwach gekrümmte und tangential an den Umfang des Rades hingeführte Blechflächen anwendet.

Der Erfahrung zufolge braucht ein Kupolofen per 1″ 0·4 bis 0·5 Kub. Met. Luft, und die Pressung in der Windleitung hält einer Wassersäule von $0{\cdot}12^{m}$ das Gleichgewicht.

Der Ventilator ist für diese Pressung, aber für eine Luftmenge von 1 Kub. Met. berechnet und verzeichnet worden; er liefert also so viel Luft, als zum Betriebe von zwei Kupolöfen nothwendig ist.

Fig. 1 ist ein Durchschnitt der Maschine mit einer auf die Axe senkrecht stehenden Ebene. Fig. 2 ist ein Durchschnitt mit einer durch die Axe des Rades gelegten horizontalen Ebene. Fig. 3 ist eine äussere Ansicht.

Das Rad

ist mit vier gekrümmten Flächen *a a a a* aus Eisenblech versehen, die in zwei ringförmigen Kronen *b* von Eisenblech eingeniethet und mit Schrauben an die Nerven *c c c c* des scheibenförmigen gusseisernen Radkörpers *d* befestiget sind.

Die Einhüllung

wird durch zwei gusseiserne Schilde *e e* und durch die cylindrische Umhüllungsfläche *f* von Eisenblech gebildet. Die Schilde haben, wie aus (Fig. 2) am deutlichsten zu sehen ist, in der Mitte runde Oeffnungen, mit abgerundeten, nach auswärts gekrümmten Rändern, durch welche die Luft von beiden Seiten in die Maschine eintritt. Die Umhüllungsfläche *f* ist nach einer Spirallinie gekrümmt, welche bei *g* (Fig. 1) den Umfang des Rades fast berührt, sich aber allmählig von demselben entfernt, und zuletzt unterhalb des Rades in einen horizontalen Kanal *h* übergeht, welcher die Windleitung bildet. Diese Form ist aus folgendem Grunde gewählt worden. Die absolute Richtung, nach welcher die Luft aus dem Rade austritt, stimmt mit der Richtung der Bewegung desselben überein, weil die absolute Umfangsgeschwindigkeit v_1 des Rades grösser ist, als die relative Geschwindigkeit u_1 der Luft gegen die Radkanäle. Da also an allen Punkten des Radumfangs nach der Richtung seiner Bewegung Luft ausströmt, so muss sich dieselbe von dem Punkte *g* an immer mehr und mehr ansammeln, daher muss die Weite des äusseren Umfangskanales fortwährend zunehmen, wenn die Luft in dem Zustande der Pressung verbleiben soll, in welchem sie austritt. Diess führt aber wie man sieht, zu der spiralförmigen Gestalt der Umhüllungsfläche *f*.

Die Befestigung der Schilde mit der Umhüllungsfläche geschieht auf folgende Art. An dem Umfange eines jeden Schildes sind in einem kleinen Abstande von einander zwei parallele, über die Ebene des Schildes hervorragende, Ränder angegossen. Mit diesen fassen die Schilde die Ränder der Fläche *f* und sind mit 6 Schrauben gegen einander geschraubt.

Die Axe des Rades,

auf welche der Radkörper *d* mit einer Hülse angesteckt und mit zwei Stiften befestiget ist, dreht sich in zwei Hülsen h_1 h_{11}, von denen jede durch drei an die Oeffnung eines Schildes angegossene Arme mit linsenförmigem Querschnitt gehalten wird. Auf einer Seite der Maschine ist auf die Axe eine kleine Treibrolle gekeilt.

Berechnung und Verzeichnung des Rades.

Der Ventilator ist nach den Gleichungen C berechnet worden. Die Daten zur Berechnung sind:

L Lufmenge in Kill., welche die Maschine per 1″ liefern soll . . . . . 1·3 Kill.

P Druck der athmosphärischen Luft auf 1 Quad. Met. 10335 Kill.
p_1 Druck der Luft in der Windleitung $= 10335 + 120$ $= 10455$ „
$\frac{p_1}{P}$ . . . . . $= 1{\cdot}012$

$f = \frac{u_1}{v_1}$ Verhältniss zwischen der relativen Geschwindigkeit der Luft gegen die Radkurven und der absoluten Umfangsgeschwindigkeit des Rades $= 0{\cdot}6$
β Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades scheiden . . . . . $= 6°$

Unter diesen Voraussetzungen findet man aus den Gleichungen *C.*

$$v_1 = 55^{m}.$$

$$u_1 = 33^{m}.$$

$$v_1 - u_1 = 22^{m}.$$

$$U = 4{\cdot}98$$

$$\frac{\Omega_2}{\Omega} = 0{\cdot}1$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = 0{\cdot}1492$$

$$R_1 = 0{\cdot}4$$

$$R_2 = 0{\cdot}35$$

$$N = 1313$$

$$E = 160 \text{ Kill.M. oder nahe 2 Pferdekräfte.}$$

Mit diesen Resultaten kann nun die Verzeichnung des Ventilators auf folgende Art geschehen.

Um dem Rade passende Verhältnisse zu geben, nehme man die Höhe δ_1 der Austrittsöffnungen halb so gross an, als den Halbmesser R_1; setze demnach:

$$\delta_1 = \frac{R_1}{2} = 0{\cdot}2.$$

Zur Berechnung der Weite s_1 muss man zuerst Ω_1 bestimmen. Es ist:

$$\Omega_1 = \frac{L}{p_1 \mu w_1} = \frac{1{\cdot}3 \times 8307}{10455 \times 33} = 0{\cdot}0321 \text{ Quad. Met.}$$

Da nun das Rad 4 Kanäle hat, so ist der Querschnitt der Oeffnung eines Kanales $= \frac{\Omega_1}{4} = 0{\cdot}008$ Quad. Met., und da die Höhe einer Oeffnung $= \delta_1 = 0.2^{m.}$ gefunden wurde, so ist:

$$s_1 = \frac{0{\cdot}008}{0{\cdot}2} = 0{\cdot}04^{m.}$$

Mit diesen Werthen von s_1 und δ_1 kann man nun das Rad verzeichnen, indem man die gefundene Weite s_1 von dem Endpunkte einer Kurve radial einwärts aufträgt, und durch diesen, so wie durch den Endpunkt der vorausgehenden Kurve einen Kreisbogen beschreibt. Hiedurch ist eine Radkurve bestimmt, und die übrigen ergeben sich auf gleiche Weise. Es versteht sich von selbst, dass die Entfernung der Radkrone, welche in (Fig. 2) erscheint, um die Dicke der mittleren Scheibe des Rades grösser seyn muss, als der oben berechnete Werth von $\delta_1 = 0{\cdot}2$.

Aus den berechneten Werthen von $\frac{\Omega_1}{\Omega}$ und Ω_1 folgt:

$$\Omega = \frac{\Omega_1}{0{\cdot}1492} = 0{\cdot}2151$$

Es ist aber: $\Omega = 2 R_2 \pi \delta$ demnach:

$$\delta = \frac{\Omega}{2 R_2 \pi} = 0{\cdot}0977$$

Da nun dieser Werth von δ (welcher die Höhe der ringförmigen Oeffnung, durch welche die Luft in das Rad einströmt und mithin auch die innere Höhe der Radkanäle bestimmt) ungefähr nur halb so gross ist, als die äussere Höhe δ_1, so geht hieraus hervor, dass die Höhe eines Radkanals von innen nach aussen von 0·0977 bis 0·2 zunehmen müsste, damit die Luft ohne Stoss in das Rad eintreten könnte.

In der (Fig. 2) ist durch punktirte Linien angedeutet, welche Form die Kanäle erhalten müssten, um diesen Anforderungen der Rechnung zu entsprechen. In der ausgeführten Zeichnung ist jedoch der kleine Vortheil, welcher hinsichtlich des Kraftaufwandes durch eine ganz theoretisch strenge Construktion entstehen könnte, aufgeopfert worden, um eine einfache Anordnung zu erhalten. Die Höhe der Kanäle ist desshalb unveränderlich $= \delta_1 = 0{\cdot}2$ angenommen worden. Aus den Zeichnungen (Fig. 4, 5, 6) von dem Ventilator mit Leitkurven, welcher später berechnet und beschrieben wird, kann man ersehen, wie der Ventilator ohne Leitkurven ge-

baut werden müsste, wenn er den Anforderungen der Theorie ganz entspreehen sollte.

Die Windleitung,

in welche die Umhüllung des Rades übergeht, ist $0{\cdot}2^{m}$ hoch und $0{\cdot}2^{m}$ breit; ihr Querschnitt ist demnach 0·04 Quad. Met., demnach nicht viel grösser, als die Summe $\Omega_1 = 0{\cdot}032$ Quad. Met. der Querschnitte der Austrittsöffnungen. Die Geschwindigkeit $v_1 - u_1 = 22^{m}$, mit welcher die Luft aus dem Rade nach der Richtung seiner Bewegung austritt, wird daher bei dem Uebertritt in die Windleitung nur wenig geschwächt.

Die Bedingung $\frac{\Omega_2}{\Omega} = 0{\cdot}1$ kann leicht erfüllt werden, wenn jede Radkurve so weit fortgeführt wird, bis $s_2 = 0{\cdot}0549$ wird.

Aus der Gleichung

$$\frac{\Omega_2}{\Omega} = \frac{i_1 s_2 \delta}{2 R_2 \pi \delta} = 0{\cdot}1$$

folgt nämlich für $R_2 = 0{\cdot}35 \quad i_1 = 4.$

$$s_2 = 0{\cdot}0549^{m}.$$

Beschreibung und Berechnung eines Ventilators mit Leitkurven.

Obgleich ich der Ansicht bin, dass die Vortheile, welche ein Ventilator mit Leitschaufeln im Vergleiche mit einem Ventilator ohne Leitkurven gewährt, nur in seltenen Fällen von einiger Bedeutung seyn können, so schien es mir doch wegen der Methode der Berechnung und wegen der Einrichtung der Maschine zweckmässig zu seyn, ein Beispiel über einen Ventilator mit Leitkurven zu behandeln.

Ich habe angenommen, 1) dass zur Reinigung der Luft einer Lokalität in jeder Sekunde 2·65 Kub. Met. Luft aufgesaugt und ruhig in die äussere athmosphärische Luft abgesetzt werden sollen. 2) Dass die Pressung der Luft in den Radkanälen eine Wassersäule von $0{\cdot}079^{m}$ Höhe zu tragen im Stande seyn soll. Diese Pressung kleiner anzunehmen, wäre zwar hinsichtlich der Betriebskraft vortheilhaft, allein die Dimensionen eines Ventilators fallen enorm gross aus, wenn die Differenz zwischen der inneren und äussern Pressung sehr gering werden soll. Zur Berechnung der Hauptdaten für die Construktion des Rades müssen in den Gleichungen *D* folgende Werthe eingeführt werden:

$$L = 3{\cdot}44 \text{ Kill.}, \quad p_1 = 10335 + 79 = 10414 \text{ Kill.}$$

$\frac{p_1}{P} = 1{\cdot}0077, \quad f = 1, \quad \alpha = 180 - 24, \quad \beta = 12, \quad \mu = \frac{1}{8307}$

und dann findet man:

$$R_1 = 0{\cdot}4$$

$$R_2 = 0{\cdot}3$$

$$v_2 = 26$$

$$v_1 = 34$$

$$N = 830$$

$$U = 26$$

$\frac{p_2}{p_1}$ sehr nahe $= 1$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = {}^3/_4$$

$$\frac{\Omega_2}{\Omega} = 0{\cdot}51$$

$E =$ 232 Kill. Met. und nahe 3 Pferdekräfte.

Zur Bestimmung von Ω_1 hat man nun

$$\Omega_1 = \frac{L}{p_1 \mu v_1} = 0{\cdot}08074$$

Da in der Zeichnung 6 Radkurven angenommen wurden, so ist der äussere Querschnitt eines Kanals

$$\frac{\Omega_1}{6} = 0{\cdot}01345 \text{ Quad. Met.}$$

Setzt man, um für die Dimensionen der Oeffnung eines Kanals passende Abmessungen zu erhalten, $\frac{\delta_1}{s_1} = 4$ so wird:

$$\frac{\Omega_1}{6} = \delta_1 s_1 = \frac{\delta_1^2}{4} = 0{\cdot}01345$$

und man erhält:

$$\delta_1 = 0{\cdot}232^{m.}$$

$$s_1 = 0{\cdot}058^{m.}$$

Nun erhält man ferner, wegen $\frac{\Omega_1}{\Omega} = 3/4$

$$\Omega = 0{\cdot}10765$$

Der Querschnitt des Leitkurvenapparats ist in (Fig. 4) mit den angegebenen Winkeln α und β verzeichnet worden; dabei hat es sich gezeigt, dass wenigstens 18 Leitkurven nothwendig seien, damit die Kanäle nicht divergirend würden. Die Weite eines dieser Kanäle ist nach der Zeichnung $0{\cdot}044^{m}$; zur Bestimmung der Höhe der Leitkurvenkanäle hat man demnach:

$$\Omega = 0{\cdot}10765 = 18 \times 0{\cdot}044\,\delta$$

woraus folgt:

$$\delta = 0{\cdot}136.$$

Es ist demnach auch bei diesem Ventilator die Höhe δ kleiner als δ_1, woraus hervorgeht, dass die Höhe der Radkanäle von innen nach aussen von $0{\cdot}136^{m}$ bis $0{\cdot}232^{m}$ allmählig zunehmen müsse, wenn den Anforderungen der Rechnung ganz scharf entsprochen werden soll. Diess ist auch geschehen, wie die Zeichnung (Fig. 6) zeigt. Dieses Beispiel wird genügend zeigen, auf welche Art die Dimensionen der Maschine bestimmt werden können.

Beschreibung des Ventilators.

Tafel XI. Figur 4, 5, 6.

Figur 4 ist ein Schnitt der Maschine mit einer horizontalen, auf der Axe des Rades senkrechten Ebene.

Figur 5 ist ein Horizontaldurchschnitt der Basis der Maschine.

Figur 6 ist ein Vertikaldurchschnitt derselben. Die Maschine ist über eine Oeffnung *a* gestellt, durch welche die Luft aus dem zu ventilirenden Raum aufgesaugt wird.

Die Basis besteht 1) aus zwei ringförmigen Rinnen, von denen die innere *c* nach unten und die äussere *d* nach oben offen ist; 2) aus vier mit Augen sich endigenden Armen *e*; 3) aus einer Traverse *f*, in deren Mitte ein aufrecht stehender Zapfen *o* angebracht ist.

Auf der oberen Fläche der Rinne *c* ist das Leitkurvenrad angeschraubt. Es besteht aus zwei ringförmigen Kronen *r r* von Eisenblech, in welche die 18 Leitkurven eingeniethet sind.

Das Rad hat folgende Einrichtung. Die sechs Radkurven sind in zwei ringförmige Kronen g_1 g_2 von Eisenblech angeniethet. Die obere g_1 derselben, ist mit Schrauben an den Radkörper *h* befestiget; an die untere ist mit einem Winkeleisen der Blechcylinder *j* angeniethet,

der in die mit Wasser gefüllte Rinne *d* herabreicht. Auf diese Weise kann nun keine Luft durch die Spalte am inneren Umfang des Rades von aussen eintreten, was ohne diese Absperrung geschehen würde, weil die Spannung in der Spalte kleiner ist, als in der äusseren Luft. Die Entfernung der Radkrone ist gleich dem berechneten Werth von δ_1, nämlich $0{\cdot}232^m$; die Entfernung der Krone des Leitkurvenrades ist gleich dem berechneten Werth von δ, nämlich $0{\cdot}136^m$. Um nun, wie es die Rechnung fordert, die Radkanäle so zu gestalten, dass ihre Höhe von innen nach aussen zu, von $0{\cdot}136^m$ bis $0{\cdot}232^m$ zunimmt, sind zwischen den Radkurven gekrümmte Holzkeile *e* eingelegt, und mit Holzschrauben an die Krone g_1 g_2 befestiget. Schneidet man einen Radkanal mit einer cylindrischen, mit der Radkurve übereinstimmenden Fläche und entwickelt den Schnitt, so erhält man die (Fig. 7), welche mithin geeignet ist, über die Form der Keile und der Kanäle eine klare Vorstellung hervorzurufen.

Das Rad ist auf eine hohle gusseiserne Axe gesteckt und daran befestiget. Sie ist unten mit einer Pfanne *m* versehen und oben mit einem Ring *n* ausgefüttert. Pfanne und Ring sind von Stahl. Unten dreht sich die Axe auf dem an die Traverse *f* befestigten Zapfen *o*, oben wird sie von einem Zapfen *p* in vertikaler Lage erhalten, der durch das mittlere Auge eines Kreuzes herabgesteckt ist. Dieses letztere ist durch vier schmiedeiserne Säulen mit der Basis verbunden. Der obere Zapfen *p*, die Axe und die Pfanne *m* sind durchbohrt, um den unteren Zapfen *o* von oben herab bequem schmieren zu können.

An der Axe ist noch die Triebrolle *t* befestiget.

Was die Transmission für einen Ventilator betrifft, so werden in der Regel wenigstens zwei ziemlich starke Uebersetzungen nothwendig seyn, um die grosse Geschwindigkeit des Ventilatorrades zu erreichen. Angenommen z. B., dass von einer Welle aus, die 20 Umdrehungen per 1′ macht, ein Ventilator getrieben werden soll, der 1000 Umdrehungen zu machen hat, so ist eine 50fache Uebersetzung nothwendig. Da bei der ersten Uebersetzung ein ziemlich bedeutender Widerstand mit mässiger Geschwindigkeit zu überwinden ist, so wird es am zweckmässigsten seyn, sie mit verzahnten Rädern zu bewerkstelligen. Geht man also von der ersten Axe mit einer 5fachen Stirnräder-Uebersetzung auf eine zweite Axe über, so macht diese 100 Umdrehungen, und nun ist es möglich mit einer 10fachen Rollen-Uebersetzung die Geschwindigkeit der Axe des Ventilators zu erreichen.

Tafel. 1.

g. 5.

g. 6.

Fig. 3.

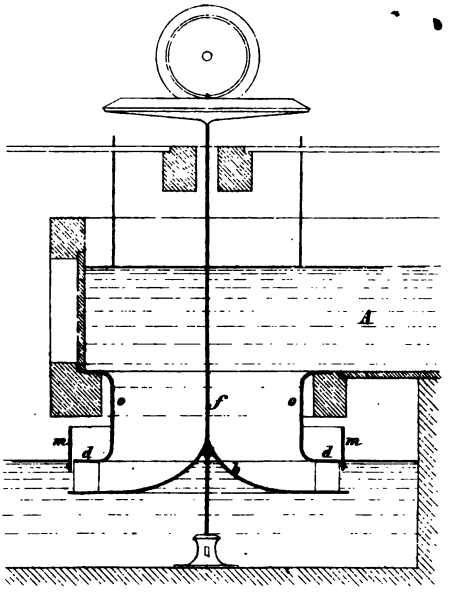
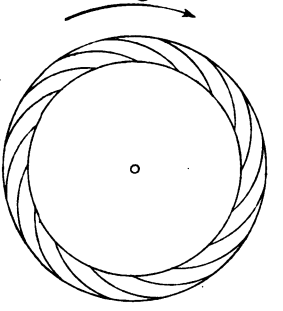
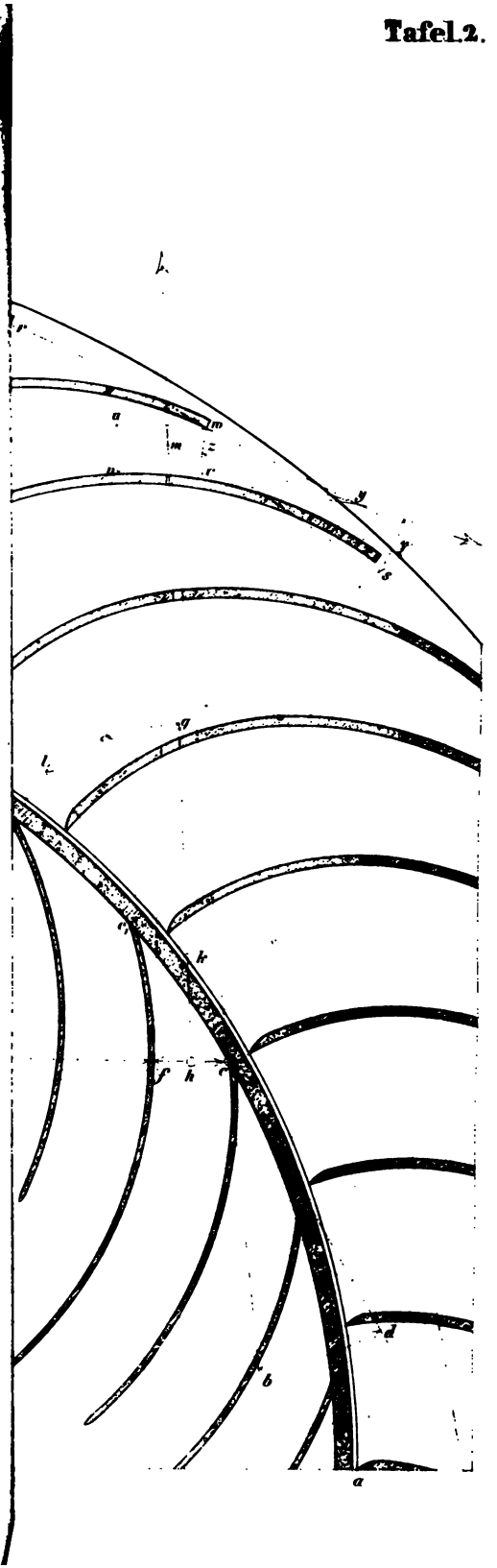
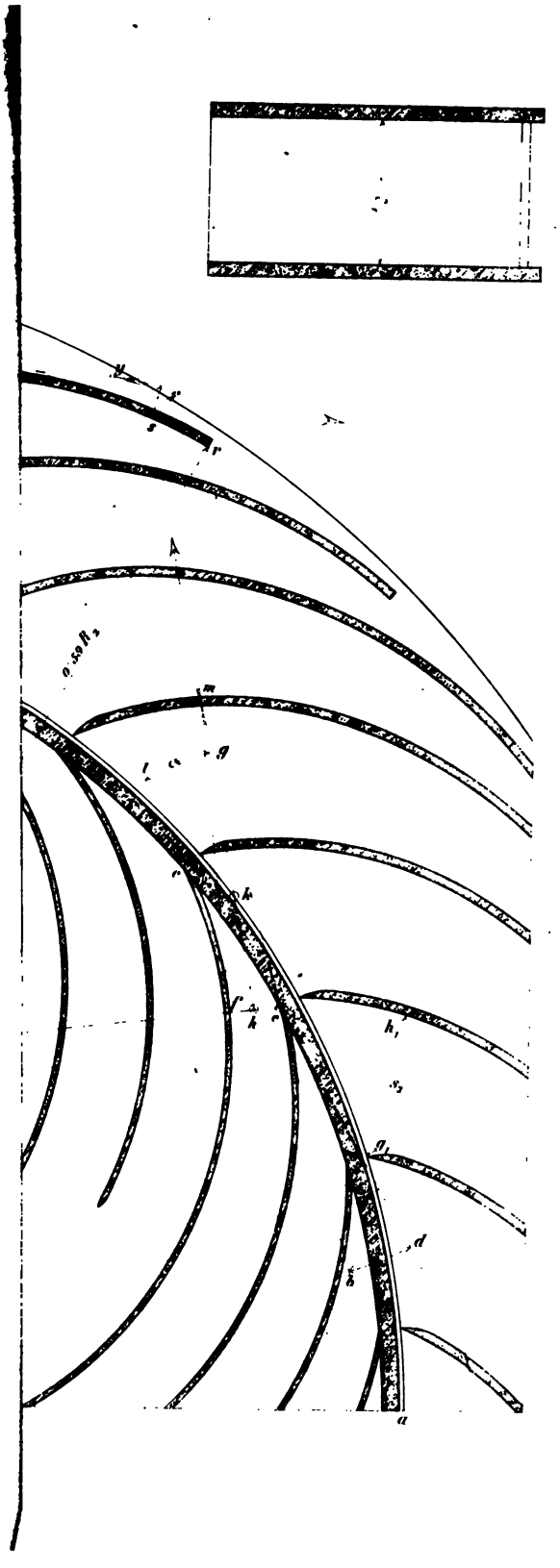


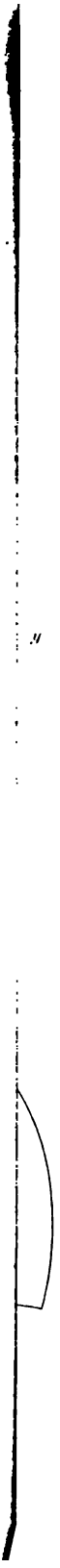
Fig. 4.



Tafel.2.







THE NEW YORK PUBLIC LIBRARY
REFERENCE DEPARTMENT

This book is under no circumstances to be taken from the Building

form 410